

Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde

eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)

genehmigte Dissertation

von: Andreas Varchmin
aus: Dortmund

eingereicht am: 14.03.2017
mündliche Prüfung am: 14.12.2017

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler
Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher

2018

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig. Sie wurde maßgeblich durch das vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderte Verbundvorhaben *Reflex Thermo* unterstützt. Teile der Ergebnisse der Arbeit sind bereits im Schlussbericht zu diesem Projekt veröffentlicht (Varchmin u. a., 2016).

Ich danke Prof. Dr.-Ing. Jürgen Köhler für die Betreuung meiner Arbeit und die inhaltliche Freiheit während meiner Tätigkeit. Prof. Dr.-Ing. Walter Schumacher danke ich für die Übernahme des Zweitgutachtens und die Schärfung der Arbeit hinsichtlich der modellbasierten Regelung. Prof. Dr.-Ing. Ferit Küçükcay gebührt Dank für die Übernahme des Vorsitzes der Prüfungskommission.

Das Institut für Thermodynamik und die TLK-Thermo GmbH bilden gemeinsam ein Team, das den offenen fachlichen Austausch verkörpert und sich auch menschlich zur Seite steht. Beides hat mir während der wissenschaftlichen Tätigkeit und beim Verfassen der Arbeit sehr geholfen, wofür ich mich herzlich bedanke. Besonders Dr.-Ing. Manuel Gräber hat mich während der gesamten Promotion und schon während des Studiums beraten, immer neue Anstöße gegeben und auch außerhalb des Instituts für tolle Momente gesorgt. Dr.-Ing. Willi Tegethoff und Dr.-Ing. Niko Lemke haben durch viele Diskussionen die Konkretisierung des Promotionsthemas vorangetrieben und mich kontinuierlich begleitet. Sven Packheiser und Sergej Uhrich haben zu großen Teilen den Aufbau der verwendeten Laboranlage übernommen, was für mich alleine kaum zu meistern gewesen wäre.

Ich danke Andreas, Christian, Jacqueline, Maren, Michael, Norbert, Philipp, Ragnar, Sven und Thomas für die fachlichen Diskussionen, aber noch viel mehr für die Gemeinschaft in- und außerhalb des Instituts.

Vielen Dank an meine Eltern Ulrike und Hans und meine Schwester Lina für die lebenslange und uneingeschränkte Unterstützung. Meiner Verlobten Aga danke ich für so vieles, dass es eine eigene Arbeit füllen würde.

Braunschweig, im Januar 2018

Andreas Varchmin

Inhaltsverzeichnis

- 1 Einleitung 1**
 - 1.1 Stand der Wissenschaft 2
 - 1.2 Ziele der Arbeit 10
- 2 Experimentelle Untersuchung und physikalische Modellierung von Parallelverdampferanlagen 13**
 - 2.1 Komponenten des Kältekreislaufs der Laboranlage 13
 - 2.2 Komponenten der Sekundärkreisläufe der Laboranlage 14
 - 2.3 Sensorik, Datenerfassung und Steuerungssystem 14
 - 2.4 Modellierung der Laboranlage 15
 - 2.5 Kalibrierung der Komponentenmodelle 23
 - 2.6 Experimentelle Modellvalidierung 26
 - 2.7 Modellierung eines Thermomanagementsystems für E-Fahrzeuge 29
- 3 Analyse der statischen und dynamischen Abhängigkeiten 37**
 - 3.1 Wahl von Stell- und Regelgrößen 39
 - 3.2 Betrachtung der Nichtlinearität 50
 - 3.3 Störgrößeneinfluss 55
 - 3.4 Betrachtung der Dynamik 58
 - 3.5 Analyse des Thermomanagementsystems 61
 - 3.6 Wahl geeigneter Regler 69
- 4 Modellbasierte Überhitzungsregelung mit inversen Modellen 73**
 - 4.1 Regelung mit inversen Modellen 73
 - 4.2 Invertierung gleichungsbasierter Modelle 76
 - 4.3 Inverses Modell eines Verdampferzweigs 77
 - 4.4 Geschlossener Regelkreis 82
 - 4.5 Demonstration an der Laboranlage 83
- 5 Bewertung der Regelungskonzepte 87**
 - 5.1 Umschaltung des Regelschemas bei Wechsel des Betriebsszenarios 87
 - 5.2 Störungsverhalten des modellbasierten Überhitzungsreglers 91
 - 5.3 Einfluss der Überhitzungsregelung auf die Effizienz 94

6 Zusammenfassung und Ausblick	99
A Nomenklatur	103
B Modellgleichungen des Scrollverdichters	105
C Parametrierung des Thermomanagementsystemmodells	107
D Betriebsbedingungen und Sollwerte der regelungstechnischen Analyse	111
E Pol-Nullstellen-Diagramm zur Stabilitätsuntersuchung	113
F Geschwindigkeitsprofil zur Berechnung der Antriebsleistung	115
G Abbildungsverzeichnis	117
H Tabellenverzeichnis	121
I Literaturverzeichnis	123

1 Einleitung

Kälteanlagen werden geregelt, um einen effizienten Betrieb zu gewährleisten und die geforderten Funktionen sicherzustellen. Komplexe Kälteanlagen stellen besonders hohe Anforderungen an die Regelung. Dies gilt für Thermomanagementsysteme zum Kühlen und Heizen, auch von elektrischen Komponenten, in Elektrofahrzeugen. Dabei kommen häufig mehrere Verdampfer zum Einsatz. In konventionellen Fahrzeugen ist dagegen üblicherweise lediglich eine Klimaanlage mit einfachem Kältekreislauf eingebaut. In den Bereichen Gebäudeklimatisierung, Supermarktkälte oder Industriekälte haben an die Betriebsbedingungen angepasste komplexe Gesamtsysteme Effizienzvorteile gegenüber Einzelanlagen. Gesamtsysteme besitzen zumeist mehrere parallele Verdampfer, um verschiedene Räume, Kühlmöbel oder Komponenten zu kühlen sowie Wärme aus weiteren Quellen zum Heizen aufzunehmen.

Die Wechselwirkungen zwischen den Verdampfern führen zu deutlich komplexerem Betriebsverhalten. Dies erschwert die Regelung und erfordert neue Regelkonzepte. Für die Konzipierung und den Entwurf fortschrittlicher Regler ist es unabdingbar, das Betriebsverhalten im Detail zu kennen. Nur so kann ein sicherer, stabiler und effizienter Betrieb gewährleistet werden. Dies ist gerade bei dynamisch betriebenen Anlagen eine Herausforderung, weil fortlaufend Anregungen und Störeinflüsse auf das System einwirken, die zu Schwingungen und Wechselwirkungen im System führen können. Konkret ist eine Quantifizierung der statischen und dynamischen Zusammenhänge zwischen Stell-, Regel- und Störgrößen bei wechselnden Betriebsbedingungen notwendig.

Diese Arbeit leistet mithilfe einer regelungstechnischen Analyse einen Beitrag zur Beschreibung und Charakterisierung des Betriebsverhaltens von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern und schlägt sinnvolle Reglertypen und -schemata für verschiedene Anlagenkonfigurationen vor. Des Weiteren wird eine neuartige modellbasierte Überhitzungsregelung entworfen, die physikalisches Systemwissen zur flexiblen und effizienten Regelung von Parallelverdampfersystemen nutzt. Im Folgenden wird der Stand der Wissenschaft zur Anwendung von Parallelverdampferanlagen und ihrer Regelung vorgestellt. Anschließend werden die Ziele der Arbeit definiert.

1.1 Stand der Wissenschaft

Einsatzgebiete von Parallelverdampferanlagen

Parallelverdampferanlagen kommen in einer Vielzahl von Anwendungen zum Einsatz. Grundlegend lässt sich zwischen stationären und mobilen Anlagen unterscheiden. Im Folgenden werden zunächst mobile und anschließend stationäre Anwendungen vorgestellt und in den wissenschaftlichen Kontext eingeordnet.

Thermomanagementsysteme in elektrisch angetriebenen PKW, als Plugin-Hybrid oder rein batterieelektrisches Fahrzeug, verfügen oftmals über eine Parallelverdampferanlage. Beim Beschleunigen, Rekuperieren oder Laden erwärmt sich die Traktionsbatterie und kann Temperaturen erreichen, die zu einer vorzeitigen Alterung der Batteriezellen führen (Pesaran u. Keyser, 2001; Vetter u. a., 2005; Bandhauer u. a., 2011). Die Batterie wird daher indirekt über einen Kühlkreislauf und einen Wärmeübertrager oder über eine Kühlplatte mit direkter Verdampfung an den Kältekreislauf der Klimaanlage angebunden. Der zusätzliche Wärmeübertrager wird als Chiller bezeichnet. Die Verwendung dieses Begriffs unterscheidet sich von der ursprünglichen Bedeutung innerhalb der stationären Kältetechnik. Dort werden gesamte Kälteanlagen zur Flüssigkeitskühlung Chiller genannt. Ein Chiller im Fahrzeug, oder eine Kühlplatte, werden üblicherweise parallel zum vorhandenen Klimaverdampfer eingesetzt. Die Kältekreisläufe unterscheiden sich darin, ob sich beide Verdampfer auf dem gleichen Druckniveau befinden oder nicht (s. Abbildung 1.1). Beispielhafte Druck-Enthalpie-Diagramme für die beiden Kältekreisläufe zeigt Abbildung 1.2. Der Kühlkreislauf kann auch verwendet werden, um leistungselektronische Bauteile zu kühlen. Neben der Kühlung der Batterie ist das Heizen des Innenraums die wichtigste Aufgabe von Thermomanagementsystemen in E-Fahrzeugen. Die fehlende Abwärme des Verbrennungsmotors kann am effizientesten durch den Einsatz einer Wärmepumpe ausgeglichen werden (Homann, 2015). Die Wärme aus Traktionsbatterie und Leistungselektronik, die üblicherweise auf höheren Temperaturniveaus zur Verfügung steht als Wärme aus der Umgebung, kann als Wärmequelle einer Wärmepumpe dienen. Bei Plugin-Hybriden kann außerdem noch Abwärme aus dem Motorkühlkreislauf als Quelle verwendet werden (Schedel, 2015). Steht nicht genügend Abwärme aus den Traktionskomponenten zur Verfügung, ist es außerdem sinnvoll, einen weiteren Wärmeübertrager im Vorderfahrzeug als Verdampfer zu betreiben, um die Umgebungsluft als Wärmequelle zu nutzen. Für den Heizmodus werden dementsprechend ebenfalls mehrere Verdampfer parallel betrieben. Je nach Fahrzeugtyp und Anforderungen lässt sich aus den zur Verfügung stehenden Optionen ein komplexer, umschaltbarer Kältekreislauf entwickeln. Beispiele für umschaltbare Kreisläufe finden sich z.B. in Itoh u. a. (2003), Schedel (2015), Homann (2015), Hopp (2015) oder Pollak (2016).

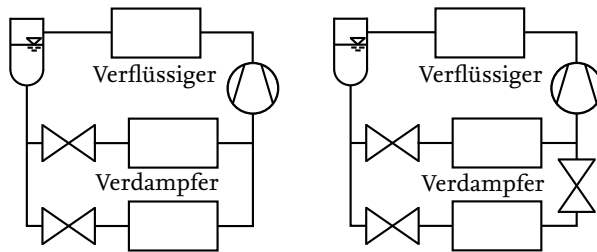


Abbildung 1.1: Darstellung zweier Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern. Der rechts dargestellte Kreislauf besitzt durch das zusätzliche Expansionsventil ein Mitteldruckniveau mit höherer Verdampfungstemperatur.

Eine Alternative zu diesen komplexen Kältekreisläufen ist ein Kompakt-Kreislauf, dessen zu- und abgeführte Wärmeströme über schaltbare Sekundärkreisläufe verteilt werden (Lemke, 2014; Menken u. a., 2015; Menken, 2016). Die zusätzlichen Wärmeübergänge, die durch die Übertragung über Flüssigkeiten entstehen, führen in der Regel jedoch zu Effizienznachteilen.

Eine andere mobile Anwendung für Kältekreisläufe mit parallelen Verdampfern stellen Busse dar. Aufgrund der Größe des Innenraums sind zur gleichmäßigen Klimatisierung mehrere Verdampfer sinnvoll (Kaiser u. a., 2012). Die Elektrifizierung von Bussen stellt hinsichtlich der Kühlung und Klimatisierung ähnliche Herausforderungen wie die Elektrifizierung von PKW. Ein weiterer mobiler Einsatzbereich sind Transportkälteanlagen, zum Beispiel zum Transport von Lebensmitteln. Wenn mehrere Kammern mit unterschiedlichen Solltemperaturen kontinuierlich gekühlt werden sollen, sind parallele Verdampfer notwendig. Ein nichtkontinuierlicher Betrieb mit einer Umschaltung zwischen Normal- und Tiefkühlung führt zu Effizienznachteilen (Möhlenkamp, 2017).

Stationäre Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern werden u.a. in Supermärkten verwendet. Dabei wird zwischen direkten und indirekten Systemen unterschieden. Verschiedene Anlagenkonfigurationen werden von Arias (2005) und Sharma u. a. (2014) verglichen. Bei direkten Systemen findet die Verdampfung des Kältemittels direkt in den Kühlmöbeln statt, bei indirekten ist eine Kühlflüssigkeit zwischengeschaltet. Bei indirekten Systemen genügt ein Verdampfer, da die Kälteleistung durch die Flüssigkeitskreisläufe verteilt wird. Direkte Systeme besitzen so viele parallele Verdampfer, wie sie Kühlmöbel bedienen. In der Praxis werden oftmals Kombinationen aus direkten und indirekten Systemen verwendet. Die komplexesten Anlagen besitzen Verdampfer auf zwei Temperaturniveaus, für die Normal- und die Tiefkühlung. Diese arbeiten mit einem zweistufigen Kälteprozess oder Kaskaden (Sharma u. a., 2014). Eine Kälteanlage mit parallelen Verdampfern im Tief- und

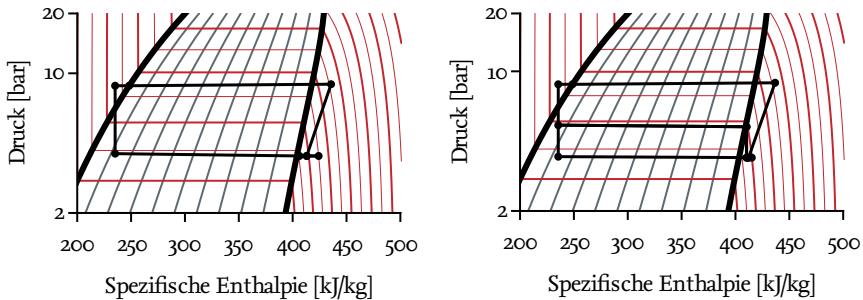


Abbildung 1.2: Darstellung zweier Kältekreisläufe mit parallelen Verdampfern im Druck-Enthalpie-Diagramm bei gleichen Betriebsbedingungen. Der rechts dargestellte Kreislauf besitzt ein Mitteldruckniveau, sodass die Temperaturniveaus der Verdampferpfade unabhängig gewählt werden können.

Normalkühlbereich – inklusive zusätzlichem Verdampfer für die Wärmeaufnahme von einer geothermischen Sonde – wird von Titze u. a. (2013) vorgestellt.

In der Gebäudeklimatisierung werden komplexe Kälteanlagen vornehmlich für große Bürogebäude verwendet. Einen Überblick geben Navarro u. a. (2016) und Aynur (2010). Auch hier existieren indirekte und direkte Systeme. Indirekt kann über Kaltwassersätze oder eine Betonkernaktivierung gekühlt werden. Direkte Systeme werden Split-Anlagen genannt, da Nieder- und Hochdruckteile räumlich voneinander getrennt sind. Multi-Split-Anlagen können mehrere Räume kühlen, weil sie über parallele Verdampfer verfügen. Alternativ kann der Luftstrom durch einen großen Verdampfer gekühlt und mithilfe einer Lüftungsanlage auf verschiedene Räume verteilt werden.

Regelungstechnische Herausforderungen von Parallelverdampferanlagen

Kälteanlagen verhalten sich nicht an jedem der möglichen Betriebspunkte gleich, es existieren also Nichtlinearitäten. Je nachdem, wie variabel die Betriebsbedingungen sind, zeigt sich das nichtlineare Verhalten deutlich oder kaum wahrnehmbar. Die Temperaturrandbedingungen ändern sich in einigen der genannten Anwendungen, in anderen bleiben sie konstant. Die Kältemitteldrücke sind eng an diese Bedingungen und die zu erreichenden Kühltemperaturen gebunden. Die Verdampfer in Supermarktkälteanlagen zeichnen sich durch die konstanten Nieder- bzw. Mitteldrücke aus. Dadurch werden die Lebensmittel konstant auf einer Temperatur gehalten. Niederdruckseitig operieren die Anlagen daher überaus stationär, da auch die Lufttemperatur im Supermarkt nur um

wenige Kelvin schwankt. Der Hochdruck kann je nach Umgebungsbedingungen und eventueller Wärmebereitstellung zur Gebäudebeheizung variieren. Die Betriebsstrategie und die Festlegung sinnvoller Sollwerte können für die Effizienz entscheidend sein, wie Titze (2017) zeigt. In Gebäudeklimatisierungsanlagen liegen die Verdampfungsdrücke der unterschiedlichen Verdampfer ungefähr auf dem gleichen Niveau, da die Solltemperatur in allen Räumen annähernd gleich ist. Die Kälteleistungsanforderungen können sich jedoch durch unterschiedliche Bedingungen wie Sonneneinstrahlung oder asynchronen Betrieb stark unterscheiden. Der Hochdruck variiert je nach Umgebungstemperatur und Windströmung.

Mobile Kälteanlagen sind abhängiger von klimatischen Randbedingungen und weiteren Betriebsbedingungen. Die Umgebungstemperatur ändert sich nicht stärker als bei stationären Anlagen, außer bei Fahrten mit großem Höhenunterschied. Die Solarstrahlung und die Strömungsgeschwindigkeiten am Außenwärmeübertrager ändern sich deutlich dynamischer. Die Änderung der Strömungsgeschwindigkeit wirkt sich besonders auf den Hochdruck aus, kann aber durch drehzahlvariable Lüfter am Wärmeübertrager zum Teil ausgeglichen werden. Größeren Einfluss haben die Betriebsbedingungen auf den Niederdruck. Ein Fahrzeuginnenraum nimmt bei längerem Stillstand eine unter Umständen sehr kalte Außentemperatur an oder wird durch Solarstrahlung stark aufgeheizt. Nicht nur die Temperaturen, bei denen mobile Anlagen betrieben werden, sondern auch die Kälteleistungen und notwendigen Kältemitteldrücke sind sehr variabel. Außerdem werden mobile Anlagen üblicherweise dynamischer betrieben. Beim Abkühlen eines Fahrzeuginnenraums oder beim Aufheizen einer elektrischen Komponente ändern sich die Temperaturen am Verdampfer. Beim Be- und Entladen eines Kühllastwagens ändert sich die Kältelast. Festzuhalten bleibt, dass mobile Kälteanlagen an vielen verschiedenen Betriebspunkten und außerdem dynamisch betrieben werden. Durch die wechselnden Betriebsbedingungen zeigen sich deutliche Nichtlinearitäten. Die nichtlinearen Zusammenhänge werden in der vorliegenden Arbeit systematisch untersucht und ihre Einflüsse auf die Regelung beschrieben.

Kälteanlagen unterscheiden sich aus regelungstechnischer Sicht auch darin, ob sie zentral oder dezentral betrieben werden. Bei örtlich verteilten Systemen, wie in Supermarktkälteanlagen oder Multi-Split-Anlagen, wird üblicherweise eine dezentrale Regelung der Verdampfer bevorzugt, um nicht alle Verdampfer miteinander vernetzen zu müssen (Elliott u. Rasmussen, 2008). Die einzelnen Regler haben also keine Informationen der Gesamtanlage zur Verfügung. In dieser Arbeit wird dargestellt, für welche Regelschleifen dies Probleme aufwirft.

Die zentrale Herausforderung bei der Regelung von Kältekreisläufen sind Störeinflüsse, weil diese zu Schwingungen und ungewünschten Anlagenzuständen führen können.

Störeinflüsse können extern, z.B. durch die Änderung der Temperatur oder Geschwindigkeit der Sekundärfluide, oder intern, durch Wechselwirkungen mit anderen Stellgrößen, wirken (Elliott u. a., 2009). Externe Störungen können eine langsame oder schnelle Dynamik besitzen. Temperaturänderungen wirken sich in der Regel langsam aus, da sie selten sprunghaft sind und außerdem durch die Wärmekapazität der Wärmeübertrager nur verzögert in den Kreislauf einwirken. Störeinflüsse auf den Verdichter, beispielsweise bei einer von außen vorgegebenen Drehzahl, wie sie in PKW-Klimaanlagen durch die Kopplung mit der Drehzahl des Verbrennungsmotors vorkommen, wirken sich dagegen schnell aus.

Interne Störungen beeinflussen besonders die Drücke und damit auch die Überhitzung (Elliott u. a., 2009). Da die Drücke Einfluss auf die Effizienz haben und die Überhitzung maßgeblich für die Verdichtersicherheit ist, muss bei der Regelungsentwicklung auf diese Störungen besonders eingegangen werden. In dieser Arbeit wird analysiert, welche Größen einer Kälteanlage besonders stark von Störungen beeinflusst werden.

Huelle (1972) definiert eine „Minimum-Stable-Superheat-Line“ (MSS-Linie), die eine minimale Überhitzung für einen stabilen Betrieb vorgibt. Je größer die relative Kälteleistung eines Betriebspunkts ist, desto höher liegt die minimale Überhitzung. Chen u. a. (2002) zeigen, wie die MSS-Linie experimentell bestimmt werden kann. Ein oft beobachtetes Phänomen ist das sogenannte „Hunting“ (Liang u. a., 2010), regelungstechnisch gesehen eine dauerhafte Schwingung der Überhitzung durch eine Wechselwirkung zwischen dem Ventilregler und dem sich ändernden Wärmeübergang. Dies tritt besonders oft bei Nutzung eines thermostatischen Expansionsventils (TXV) auf, sodass sich die Forschung in den 80er- und 90er-Jahren besonders auf dieses Problem konzentriert. Einen Überblick bieten Lenger u. a. (1998). Auch in Kreisläufen mit elektronischen Expansionsventilen (EXV), deren Querschnitte von außen steuerbar sind, treten Schwingungen auf, insbesondere im Zusammenspiel mit regelbaren Verdichtern (Chen u. a., 2002). Verstärkt wird dies, wie bereits angedeutet, noch durch komplexe Verschaltungen wie parallele Verdampfer, die Wechselwirkungen verursachen (Elliott u. a., 2009). Gerade in solch komplexen Anlagen werden EXVs immer beliebter, da sie die komplette Öffnung oder Schließung eines Kältemittelzweigs erlauben und zu einer Energieersparnis führen können (z.B. in Supermarktkälteanlagen, s. Lazzarin u. a. (2009)).

Sind die Regler der einzelnen Regelkreise nicht aufeinander abgestimmt, können sie sich gegenseitig zu Schwingungen anregen und so zu einem schlecht gedämpften Anlagenverhalten führen (Chen u. a., 2002). Eine stabile und effiziente Regelung für Parallelverdampferanlagen muss deshalb die Wirkungen der Stellgrößen aufeinander berücksichtigen. Der Einfluss der einzelnen Regelschleifen aufeinander wird in der vorliegenden Arbeit untersucht und quantifiziert. Außerdem wird eine Überhitzungsregelung entworfen, die direkt auf diese Einflüsse reagieren kann.

Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen

Kälteanlagen werden beim Regelungsentwurf üblicherweise nur punktuell analysiert. Im Vordergrund steht dabei typischerweise eine Linearisierung der Regelstrecke an einem oder mehreren Betriebspunkten. Anschließend wird das zu regelnde (Teil-)System mit Bezug auf die konkrete Regelungsaufgabe untersucht. Es existieren jedoch auch Ansätze, eine Kälteanlage komplett und ohne direkten Bezug zu einem konkreten Entwurfsverfahren zu untersuchen. Auf diese Weise kann die Regelstrecke zuerst charakterisiert und dann eine geeignete Regelstruktur ausgewählt werden. Einige dieser Analyseansätze mit Bezug auf Kälteanlagen werden im Folgenden dargestellt.

Jensen u. Skogestad (2007a,b) werfen einen regelungstechnischen Blick auf verschiedene Kältekreisläufe mit einem Verdampfer und gehen dabei auf den stationären Betrieb und sinnvolle Stell- und Regelgrößen ein. Relative Verstärkungsmatrizen, von Bristol (1966) eingeführt und im Englischen als Relative Gain Arrays (RGA) bezeichnet, werden als Möglichkeit der Quantifizierung erstmals von He u. a. (1997) auf einen Kältekreislauf bestehend aus fünf Komponenten angewendet. Das zentrale Ergebnis der Untersuchung ist, dass die Verwendung von Mehrgrößenreglern (Multiple Input Multiple Output, kurz MIMO) der Verwendung von einschleifigen Regelkreisen (Single Input Single Output, kurz SISO) vorzuziehen ist. Jain u. a. (2010) und Häggblom (1995) weisen jedoch darauf hin, dass Mehrgrößenregler von Praktikern oftmals nicht gewollt sind, da sie ohne fundiertes Wissen über den Aufbau des Reglers nur schwer auf unterschiedliche Anlagen applizierbar sind. Brandt (2013) zeigt, dass die Parametrierung von Mehrgrößenreglern für verschiedene Betriebszustände von Kälteanlagen überaus aufwändig ist und nur eingeschränkt auf andere Anlagen übertragen werden kann.

Jain u. a. (2010) und Keir u. Alleyne (2007) ersetzen, gestützt auf eine RGA-Analyse, typische Regelgrößen wie Kälteleistung und Überhitzung durch abstrakte Größen, die verschiedene physikalisch messbare Größen kombinieren. Dies verringert die Kopplung der Regelgrößen, ist aber immer nur für einen bestimmten Betriebsbereich gültig. Aufgrund der abstrakten Regelgrößen wird ein übergelagerter Algorithmus benötigt.

Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern werden in der Literatur vor allem in Anlagen der Gebäudeklimatisierung und Supermarktkälte regelungstechnisch analysiert. Elliott u. Rasmussen (2013) führen eine dynamische Analyse an zwei Betriebspunkten einer Gebäudeklimatisierungsanlage durch, indem sie die Verstärkungen zwischen typischen Stell- und Regelgrößen eines Verdampfers in einem Frequenzband berechnen. Sie verwenden dafür linearisierte Modelle, die aus Messungen und Modellen abgeleitet sind. Es zeigt sich, dass die Verstärkungen bei den meisten Frequenzen zwischen Messung und Simulation der linearen Modelle deutlich voneinander abweichen. Aus den Größenordnungen der Verstärkungen lassen sich trotzdem sinnvolle Paarungen von Stell- und Regelgrößen ableiten.

Larsen (2005) beschäftigt sich mit dezentraler Temperaturregelung in Supermarktkälteanlagen und beobachtet starke Wechselwirkungen zwischen den Verdampfern. Im konkreten Fall führen diese zur ineffizienten Synchronisierung der Verdampfer bei Verwendung von Hystereseregeln (An/Aus-Betrieb). Burns u. Bortoff (2016) diskutieren das Problem der Leistungsverteilung in parallelen Verdampfern und untersuchen den Zusammenhang zwischen einem einzelnen Expansionsventil und der Überhitzung. Anschließend wird auf Basis einer Linearisierung ein Regler zur Leistungsverteilung entworfen. Möhlenkamp (2017) zeigt, dass in einer Transportkälteanlage mit mehreren zu kühlenden Kammern je nach Betrieb unterschiedliche Regelschemata gewählt werden müssen.

Eigene Untersuchungen zeigen, dass sich in einer Parallelverdampferanlage die Zusammenhänge und Wechselwirkungen in verschiedenen Lastzuständen deutlich unterscheiden und dass in verschiedenen Betriebszuständen verschiedene Regelschemata sinnvoll sind (Wang, 2015; Varchmin u. a., 2015; Pollak, 2016).

Zusammenfassend zeigt sich, dass Kälteanlagen meistens nur an einem oder wenigen Betriebspunkten analysiert werden. Für Anlagen mit parallelen Verdampfern ist keine Anwendung von RGAs oder anderen Analysen bekannt, die das Zusammenspiel der Stell- und Regelgrößen beschreiben. Dabei ist wahrscheinlich, dass sich Betriebspunkte von Anlagen mit parallelen Verdampfern, insbesondere bei mobilem Einsatz, deutlich unterscheiden. In dieser Arbeit werden daher Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern an vielen verschiedenen Betriebspunkten, mit besonderem Fokus auf Wechselwirkungen von Stell- und Regelgrößen, betrachtet.

Fortschrittliche Überhitzungsregelung

Das Einstellen einer konstanten Überhitzung ist durch ihren Einfluss auf Effizienz, Stabilität und Betriebssicherheit eine zentrale Herausforderung der Regelung von Kältekreisläufen. Parallelverdampfersysteme sind vielen Betriebsbedingungen ausgesetzt, die Druckniveaus, Temperaturen und die Wärmeübertragung im Kältekreislauf beeinflussen. Ziel einer Regelungsentwicklung soll es sein, in allen Betriebspunkten einen schnellen und gut gedämpften Regelkreis zu erreichen. Dazu muss die Nichtlinearität durch die wechselnden Betriebsbedingungen behandelt werden; ansonsten kann ein Überhitzungsregler zu instabilem Anlagenverhalten zu führen.

Die meisten Veröffentlichungen auf dem Gebiet der Überhitzungsregelung beziehen sich auf Anwendungen in den Bereichen Gebäudeklimatisierung und Supermarktkälte. Diese Anlagen besitzen die gemeinsame Eigenschaft, dass der gewünschte Niederdruck in den meisten Fällen aufgrund gleich bleibender Solltemperaturen konstant gehalten wird oder sich nur sehr langsam ändert. Wechselwirkungen und der Einfluss von Betriebsbedingungen reduzieren sich hierdurch.

Eine gesteuerte Adaption in der Form eines Gain-Schedulings, also die Anpassung der Regelparameter je nach Betriebspunkt, stellt eine methodisch einfache Variante dar, Nichtlinearitäten in der Regelung zu berücksichtigen. Die Parametrierung für verschiedene Betriebspunkte ist dabei oftmals aufwändig und richtet sich nach der Anzahl der relevanten Einflussgrößen, die in einem nichtlinearen Zusammenhang mit der Regelgröße stehen. Finn u. Doyle (2000) verwenden in einer Split-Anlage Gain-Scheduling zur Behandlung der Nichtlinearität. Rasmussen u. Alleyne (2010) entwickeln eine Mehrgrößenregelung zur Gebäudeklimatisierung, die auf Gain-Scheduling basiert. He u. Asada (2003) verwenden ein stark reduziertes dynamisches Modell in der Feedback-Schleife in Kombination mit einem PID-Regler, um Nichtlinearitäten zu kompensieren. Rasmussen u. Larsen (2009) untersuchen die nichtlineare Regelungsmethode Backstepping zur Überhitzungsregelung. Hierfür ist ebenso eine Modellreduktion notwendig.

Rasmussen u. a. (2006) begegnen der Nichtlinearität zwischen Ventilquerschnitt und Überhitzung durch eine Kaskadenregelung. Der Kältemittelmassenstrom durch den Verdampfer wird innerhalb der Kaskade geregelt, sodass die Überhitzungsregelschleife verhältnismäßig linear gestaltet werden kann. Hierzu sind Massenstromsensoren in der Anlage notwendig. Elliott u. Rasmussen (2010, 2011) bauen auf diesem Ansatz auf und verwenden neben einer Kaskade ein komplexes Expansionsorgan, das eine Kombination aus Schrittmotor und TXV darstellt. Elliott u. Rasmussen (2008, 2013) verwenden für die Überhitzungsregelung einer Gebäudeklimatisierung mit parallelen Verdampfern eine statische lineare modellprädiktive Regelung als Sollwertvorgabe in Kombination mit jeweils einem dezentralen PID-Regler für jeden Verdampfer. Dabei werden die Zeitkonstanten von Regelschleifen zum Teil absichtlich erhöht, um starke Wechselwirkungen zu vermeiden. Voraussetzung für das Regelkonzept ist ein wenig dynamisches System wie die betrachtete Gebäudeklimatisierungsanlage, das sich für Teilsysteme hinreichend genau linearisieren lässt. Changenet u. a. (2008) und Fallahsohi u. a. (2010) verwenden eine prädiktive Regelung, in der das Verhalten eines Verdampfers mit einem Verzögerungsglied erster Ordnung approximiert wird. Die Nichtlinearität der Anlage wird berücksichtigt, indem die statische Verstärkung des Glieds je nach Betriebspunkt von einem internen Modell abgeschätzt wird. Vinther u. a. (2013) benennen die Überhitzungsregelung von parallelen Verdampfern als größte Herausforderung in Supermarktkälteanlagen und schlagen eine Überhitzungsregelung vor, die keine Drucksensoren benötigt. Lin u. Yeh (2009) verwenden ein auf Messungen basierendes lineares Modell, um einen kombinierten Leistungs- und Überhitzungsregler für mehrere Verdampfer einer Gebäudeklimatisierungsanlage zu entwerfen.

Viele der beschriebenen Methoden basieren auf linearen oder stark vereinfachten Modellen der Regelstrecke. Andere vernachlässigen die Dynamik. Die meisten Veröffentlichungen beziehen sich außerdem auf stationäre Systeme, deren Niederdrücke sich vergleichsweise wenig und langsam ändern. In dieser Arbeit wird eine Überhitzungsregelung vorgestellt, die ein dynamisches und nichtlineares Modell einer Kälteanlage verwendet (Varchmin

u. a., 2014). Dadurch soll die Regelung in vielen verschiedenen Betriebspunkten, wie sie vor allem in mobilen Anlagen auftreten, schnell reagieren können.

1.2 Ziele der Arbeit

Aus den dargestellten Herausforderungen werden drei Ziele formuliert, die in dieser Arbeit erreicht werden sollen:

- Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen am Beispiel von Parallelverdampferanlagen mit anschließender Auswahl geeigneter Regler
- Entwurf einer modellbasierten Überhitzungsregelung zur Kompensation der Nichtlinearitäten und unter Beachtung der Dynamik von Kälteanlagen
- Bewertung der entwickelten Regelungskonzepte hinsichtlich des Störverhaltens und der Auswirkung auf die Energieeffizienz

Im Folgenden werden die Ziele und das Vorgehen näher beschrieben.

Regelungstechnische Analyse von Kälteanlagen am Beispiel von Parallelverdampferanlagen

Eine regelungstechnisch motivierte Analyse der Anlage, meistens anhand eines linearisierten Systems, ist oftmals Bestandteil einer Regelungsentwicklung. Kälteanlagen besitzen jedoch, wie oben beschrieben, stark nichtlineare Zusammenhänge zwischen den Stell-, Regel- und Störgrößen. Eine umfassende Analyse von Kälteanlagen durch regelungstechnische Verfahren mit dem Ziel, diese nichtlinearen Zusammenhänge zu erfassen und Systeme im Anschluss zu charakterisieren, ist nicht bekannt. In dieser Arbeit wird daher eine solche Analyse von Kälteanlagen durchgeführt. Die quasistationären Wechselwirkungen, also die Einflüsse der Stell- und Regelgrößen aufeinander, und Nichtlinearitäten werden aus regelungstechnischer Sicht analysiert und quantifiziert. Ebenso wird die Dynamik zwischen Stell- und Regelgrößen betrachtet. Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern besitzen besonders ausgeprägte Nichtlinearitäten und Wechselwirkungen. Die Analyse wird daher am Beispiel einer Laboranlage mit parallelen Verdampfern und davon abgeleiteten Systemen durchgeführt. Grundlage für die Analyse ist ein genaues dynamisches Modell der Laboranlage. Dieses Modell wird anhand physikalischer Gesetzmäßigkeiten entwickelt und dann validiert. Das Ergebnis der Analyse ist eine Charakterisierung von Parallelverdampfersystemen hinsichtlich ihrer Regelbarkeit. Für die einzelnen Problemstellungen können somit sinnvolle Regelstrukturen und, falls notwendig, Auslegungspunkte systematisch ausgewählt werden. Konkret wird anhand von geeigneten Auswahlkriterien entschieden,

ob lineare einschleifige PI-Regelkreise für eine Regelaufgabe geeignet sind oder ob komplexere, z.B. modellbasierte, Verfahren sinnvoll sind. Für Eingrößenregler wird außerdem die Wahl von Stell- und Regelgrößenpaaren abgeleitet. Die Analyse wird anschließend auf ein Thermomanagementsystem eines E-Fahrzeugs angewendet.

Überhitzungsregelung mit inversen Modellen

In der Dissertation wird eine neuartige modellbasierte Überhitzungsregelung entworfen, die auf nichtlinearen dynamischen inversen Modellen basiert. Das im Regler enthaltene Modell wird direkt aus einem Simulationsmodell abgeleitet und nicht, wie bei den oben dargestellten bekannten Methoden, stark vereinfacht oder linearisiert. Der Regler kann durch sein Systemwissen schnell auf Störeinflüsse in verschiedenen Betriebspunkten reagieren und somit Nichtlinearitäten und Wechselwirkungen direkt behandeln. Die Linearisierung der Regelstrecke und die daran orientierte Reglerparametrierung entfallen durch den physikalisch motivierten Ansatz, sodass der Einsatz für Anwender vereinfacht wird. Im konkreten Fall werden Modelle vom Expansionsventil und von Verdampfern invertiert. Die neuartige Überhitzungsregelung wird in eine Gesamtanlagenregelung für ein Parallelverdampfersystem integriert und an der Laboranlage demonstriert.

Bewertung der entwickelten Regelungskonzepte

Ergebnisse der regelungstechnischen Analyse sind sinnvolle Regelschemata und Regelungskonzepte für die einzelnen Regelschleifen. Diese Schemata und Konzepte, inklusive der entwickelten neuartigen Überhitzungsregelung, werden am Beispiel der Laboranlage und des Thermomanagementsystems bewertet. Im Vordergrund stehen dabei die Betrachtung des Störverhaltens und der gegenseitigen Beeinflussung der Regelschleifen. Die modellbasierte Überhitzungsregelung wird dabei mit PI-Regelungstechniken verglichen. Zusätzlich wird der Einfluss der Überhitzungsregelung auf die Energieeffizienz betrachtet.

Um die drei Ziele zu erreichen, werden im folgenden Kapitel die Laboranlage und ein Thermomanagementsystem beschrieben und die Modellierung der Anlagen dargestellt. Das Laboranlagenmodell wird umfassend validiert. Anhand der Modelle werden in Kapitel 3 Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen sowie Nichtlinearitäten betrachtet. Weiterhin werden die Auswirkungen von Störgrößen auf die Systeme und die Dynamik untersucht. Das Kapitel schließt mit der Auswahl sinnvoller Regelschemata und Regler. Kapitel 4 befasst sich mit der Überhitzungsregelung. Die Invertierung von gleichungsbasierten Modellen und ihr Einsatz in Reglern werden vorgestellt und anschließend auf Kältekreis Komponenten angewendet. In Kapitel 5 wird eine Bewertung der Regelschemata sowie des Überhitzungsreglers vorgenommen.

2 Experimentelle Untersuchung und physikalische Modellierung von Parallelverdampferanlagen

In diesem Kapitel wird eine Laboranlage mit zwei parallelen Verdampfern vorgestellt, die für die regelungstechnische Analyse und zur Demonstration der neuartigen Überhitzungsregelung verwendet wird. Die Anlage kann als Kälteanlage mit zwei zu kühlenden Fluiden, aber auch als Wärmepumpe mit zwei Wärmequellen betrieben werden. Des Weiteren wird ein physikalisches Simulationsmodell der Laboranlage vorgestellt und anschließend stationär und dynamisch validiert. Davon abgeleitet wird im Anschluss ein Thermomanagementsystem eines E-Fahrzeugs vorgestellt und modelliert. In Abbildung 2.1 ist ein Fließbild der Laboranlage inklusive der Messstellen dargestellt. Die Anlage lässt sich in den Kältemittelkreislauf und die Sekundärkreisläufe der Wärmeträger unterteilen.

2.1 Komponenten des Kältekreislaufs der Laboranlage

Im Folgenden werden die einzelnen Komponenten des Kältemittelkreislaufs beschrieben. Als Kältemittel wird R_{134a} verwendet.

Der **Verdichter** ist ein elektrisch angetriebener drehzahlgesteuerter Scrollverdichter der Firma *Denso* vom Typ 8R0260797C, wie er in Plugin-Hybridfahrzeugen verwendet wird. Die Antriebseinheit arbeitet mit Gleichstrom konstanter Spannung und wird sauggasgekühlt. Zur Vorgabe der Nenn Drehzahl und zum Lesen der tatsächlichen Drehzahl wird ein CAN-Bus verwendet.

Als **Expansionsorgane** werden zwei elektronische Ventile (EXV) des Typs EX4-M21 der Firma *Alco Controls* eingesetzt. Die Öffnungsquerschnitte können über Stellmotoren verändert werden. Die zugehörige Ansteuerungselektronik verwendet ein analoges Spannungssignal zur Steuerung der Stellmotoren. Die Zeit, die benötigt wird, um das Ventil über den gesamten Stellbereich zu verstellen, beträgt ca. 0,1 s.

Beide **Verdampfer** und der **Verflüssiger** sind als Plattenwärmeübertrager ausgeführt. Die gelöteten Wärmeübertrager der Firma *Alfa Laval* vom Typ AC-30EQ-40H besitzen 39 profilierte Platten aus Edelstahl, deren Zwischenräume abwechselnd von Kältemittel und

sekundärseitiger Flüssigkeit durchströmt werden. Die Wärmeübertragungsfläche beträgt jeweils $0,9 \text{ m}^2$. Alle Wärmeübertrager sind in Gegenstrom-Ausrichtung eingebaut.

Zur **Unterkühlung** des Kältemittels wird ein Doppelrohrwärmeübertrager der Firma *Danfoss* (Typ HE-1,5) eingesetzt, dessen k_A -Wert mit $4,5 \text{ W/K}$ im Auslegungszustand angegeben ist. In diesem strömt das Kältemittel in einem Rohr um ein weiteres innenliegendes Rohr, das Frischwasser führt. Der Massenstrom des Frischwassers ist manuell über einen Kugelhahn einstellbar. Der Unterkühler ist notwendig, um sicherzustellen, dass lediglich flüssiges Kältemittel die EXVs erreicht. Nur auf diese Weise kann eine definierte Verteilung des Kältemittels zwischen den Verdampfern gewährleistet werden.

Ein **Kältemittelsammler** der Firma *OCS Cold* (Typ RIC) mit einem Volumen von 800 ml wird hochdruckseitig zwischen Verflüssiger und Unterkühler eingesetzt. Dieser stellt den Kältemittelbedarf für unterschiedliche Betriebspunkte zur Verfügung.

2.2 Komponenten der Sekundärkreisläufe der Laboranlage

In der Laboranlage sind drei Sekundärkreisläufe an den Kältemittelkreislauf angeschlossen, um die Einströmbedingungen für die beiden Verdampfer und den Verflüssiger kontrolliert einstellen zu können. Jeder Sekundärkreislauf besitzt eine Radialpumpe zur Förderung des Kühlmediums.

Mit den beiden an die Verdampfer angeschlossenen Kreisläufen wird Wärme an den Kältekreislauf übertragen. Die notwendige Wärme wird den Kreisläufen über elektrische Heizelemente zugeführt. Die elektrischen Leistungen lassen sich mithilfe von Thyristorstellern bis zu einer maximalen Leistung von 8 kW variieren. Da die Temperaturen in den Verdampfern 0°C unterschreiten können, wird ein Wasser-Glykol-Gemisch als Kühlmedium verwendet.

Der an den Verflüssiger angeschlossene Sekundärkreislauf nimmt Wärme aus dem Kältekreislauf auf. Als Kühlmedium wird Wasser eingesetzt. Die Wärme wird über einen weiteren Plattenwärmeübertrager, durch den ebenfalls Wasser fließt, abgeführt. Durch ein elektronisches Durchfluss-Stellventil kann der Massenstrom des Wassers gesteuert werden, um eine geeignete Temperatur am Verflüssigereintritt zu erreichen.

2.3 Sensorik, Datenerfassung und Steuerungssystem

In Abbildung 2.1 sind Messstellen eingetragen, an denen Temperaturen, Drücke, Volumenströme und ein Massenstrom aufgenommen werden. Die Aufzeichnung der Messdaten

erfolgt über das Steuerungs- und Erfassungssystem compactRIO 9024 der Firma *National Instruments*. Innerhalb des Systems werden zwei Thermoelement-Eingangsmodule vom Typ NI9214 mit isothermen Anschlussblöcken zur Temperaturmessung verwendet. Die Messung der Spannungssignale zur Druck-, Volumenstrom- und Massenstrommessung erfolgt über das Analogeingangsmodule NI9205. Ein Analogausgangsmodule vom Typ NI9264 definiert die analogen Spannungen zur Steuerung der elektronischen Expansionsventile, des Durchfluss-Regelventils und der Thyristorsteller für die elektrischen Durchlaufheizer. Der CAN-Bus zur Kommunikation mit dem drehzahlgesteuerten Verdichter erfolgt über ein High-Speed-CAN-Modul des Typs NI9205. Das System enthält einen Controller, der echtzeitfähige Steuerung und Regelung ermöglicht. Über die Software LabVIEW werden Messdaten angezeigt und geschrieben sowie die Steuerung programmiert. Als Abtastrate werden 10 Hz gewählt.

Die Temperaturen werden mit Mantelthermoelementen des Typs K gemessen. Diese wandeln eine Temperaturdifferenz proportional in Spannung um. Die Messung der Abso-
luttemperatur geschieht über eine interne Kaltstellenkompensation des Moduls NI9214. Diese hat eine Genauigkeit von $\pm 0,6$ K im Temperaturbereich von -20 bis 70 °C. Die Genauigkeit der Thermoelemente beträgt $\pm 1,1$ K.

Die Messung der Kältemitteldrücke erfolgt über Relativdrucksensoren der Firma *Wika* vom Typ S-10. Diese basieren auf der Änderung des elektrischen Widerstands von Dünnschicht-Dehnungsmessstreifen. Der Messbereich der Sensoren liegt bei 0-25 bar für die Sensoren hinter Verdichter und Expansionsventil 1 sowie bei 0-10 bar für die Sensoren vor Verdichter und hinter Expansionsventil 2. Die Genauigkeit beträgt jeweils $\pm 0,5\%$ des Maximalwerts.

Der Kältemittelmassenstrom wird über einen Massenstromsensor nach dem Coriolis-Prinzip bestimmt. Der verwendete Sensor der Firma *Micro Motion* vom Typ CMF025M mit Auswertelektronik 2700 besitzt eine Genauigkeit von $\pm 0,1\%$ des Messwerts.

Die Volumenströme des Wasser-Glykol-Gemisches in den niederdruckseitigen Sekundärkreisläufen werden mit magnetisch-induktiven Durchflussmessern der Firma *Kobold Messring* vom Typ MIK aufgenommen. Diese besitzen einen Messbereich von 1,6 bis 32 l/min und eine Genauigkeit von $\pm 1\%$ des Messwerts.

Die vom Verdichter aufgenommene elektrische Leistung kann über das Gleichstrom-Netzgerät PS8500-60 der Firma *Elektro Automatik* mit einer Genauigkeit von $\pm 1\%$ des Messwerts bestimmt werden.

2.4 Modellierung der Laboranlage

Das dynamische Simulationsmodell der Laboranlage ist in der Modellierungssprache Modelica formuliert und mithilfe der Komponentenbibliothek TIL (Richter, 2008; Schulze,

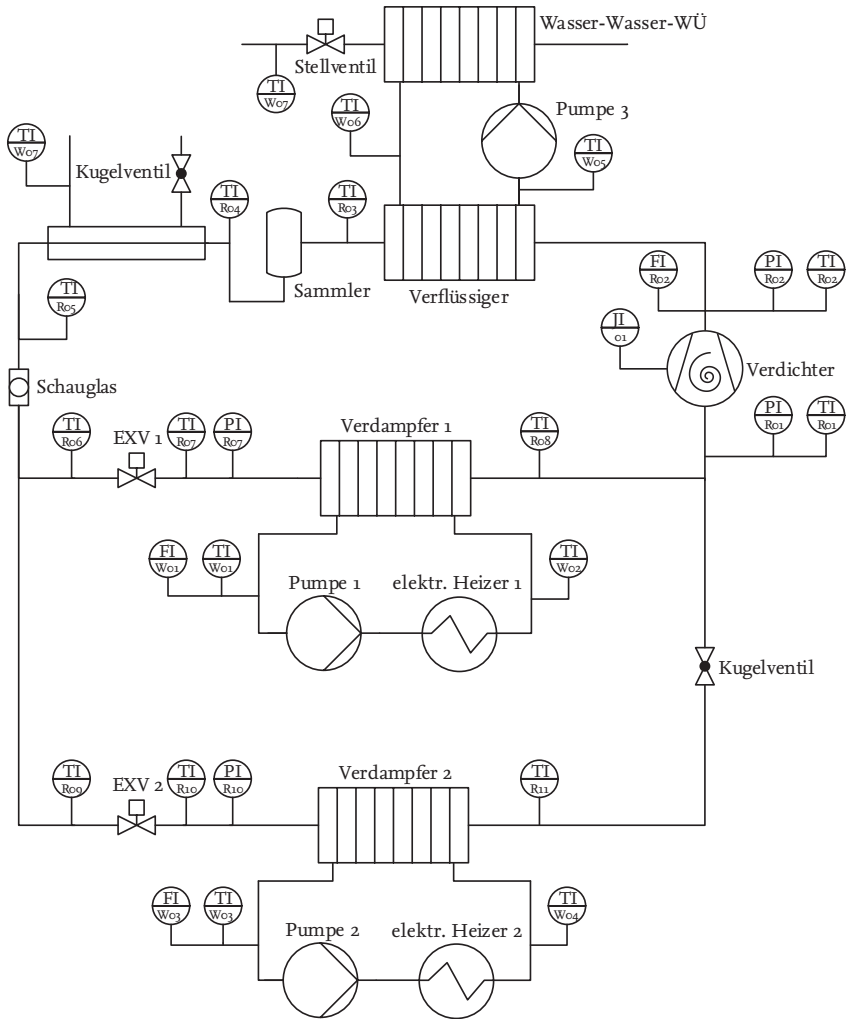


Abbildung 2.1: Leicht vereinfachtes R&I-Fließbild der Laboranlage

2013) aufgebaut. Die Beschreibung der Anlage basiert auf Algebro-Differentialgleichungssystemen, die aus physikalischen Gesetzmäßigkeiten abgeleitet werden. Einzelne Kontrollvolumina oder Komponenten, die aus den Gleichungssystemen bestehen, können mit physikalischen Konnektoren miteinander verknüpft werden. Die Berechnung der thermophysikalischen Stoffdaten erfolgt in der Bibliothek *TILMedia*. Die Berechnung der Stoffdaten über Spline-Interpolationen ermöglicht dabei eine echtzeitfähige Simulation (Schulze u. Köhler, 2013; Schulze, 2013).

Der Fokus des Modells liegt auf dem Kältekreislauf; dieser stellt im weiteren Verlauf der Arbeit die zu regelnde Strecke dar. Die Sekundärkreisläufe werden daher nur innerhalb der Wärmeübertrager modelliert. Die Temperaturen und Volumenströme der in die Wärmeübertrager einströmenden Flüssigkeiten sind Randbedingungen des Modells.

Grundlegende Bilanzgleichungen

Die Grundlage für die Komponentenmodelle bilden dynamische Bilanzen für Masse und Energie. Die Bilanzen werden jeweils für ein Kontrollvolumen aufgestellt und sind an den grundlegenden Bilanzen der Thermodynamik orientiert, wie sie sich in Lehrbüchern wie Weigand u. a. (2016) finden lassen. Ziel der folgenden Herleitungen ist es, Modelle als Differentialgleichungssysteme (DGL-Systeme) darzustellen, die Drücke und Enthalpien der Fluide als differentielle Zustände besitzen.

Die **Massenbilanz** eines Kontrollvolumens lautet:

$$\frac{dm}{dt} = \sum_i \dot{m}_i \quad (2.1)$$

Für die Masse eines Volumens gilt

$$m = \rho \cdot A_q \cdot l_{kv}, \quad (2.2)$$

mit der Querschnittsfläche in Strömungsrichtung A_q und der Länge des Kontrollvolumens l_{kv} . Wird Gleichung 2.2 in Gleichung 2.1 eingesetzt, wird die Ableitung der Dichte nach der Zeit benötigt. Diese lässt sich in Abhängigkeit von Druck und Enthalpie darstellen:

$$\frac{d\rho}{dt} = \left(\frac{d\rho}{dh} \right)_p \frac{dh}{dt} + \left(\frac{d\rho}{dp} \right)_h \frac{dp}{dt} \quad (2.3)$$

Eingesetzt ergibt sich die für die Kontrollvolumina implementierte Form der Massenbilanz für die Kältemittelvolumina

$$\left[\left(\frac{d\rho}{dh} \right)_p \frac{dh}{dt} + \left(\frac{d\rho}{dp} \right)_h \frac{dp}{dt} \right] A_q \cdot l_{kv} = \sum_i \dot{m}_i. \quad (2.4)$$

Die Massenbilanz eines Flüssigkeitsvolumens lautet ausgehend von den Gleichungen 2.1 und 2.2, sowie dem isobaren Ausdehnungskoeffizienten

$$\beta = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p, \quad (2.5)$$

$$-\rho \cdot \beta \cdot A_q \cdot l_{kv} \frac{dT}{dt} = \sum_i \dot{m}_i. \quad (2.6)$$

Die **Energiebilanz** für Kältemittelvolumina ergibt sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik bei Vernachlässigung von potentieller und kinetischer Energie sowie konstantem Kontrollvolumen

$$\frac{d(mu)}{dt} = \sum_i \dot{m}_i h_i + \sum_j \dot{Q}_j \quad (2.7)$$

und mit

$$u = h - pv, \quad (2.8)$$

sowie dem Kontrollvolumen

$$V_{kv} = A_q \cdot l_{kv} \quad (2.9)$$

zu

$$\frac{d(mh)}{dt} = A_q l_{kv} \frac{dp}{dt} + \sum_i \dot{m}_i h_i + \sum_j \dot{Q}_j. \quad (2.10)$$

Es wird angenommen, dass die Enthalpie eines ausströmenden Fluids die Enthalpie des Kontrollvolumens besitzt. Nach Einsetzen der Gleichung 2.1 und Umstellen ergibt sich die implementierte Form der Energiebilanz dann zu

$$m \frac{dh}{dt} = A_q \cdot l_{kv} \frac{dp}{dt} + \sum_i \dot{m}_i (h_i - h) + \sum_j \dot{Q}_j. \quad (2.11)$$

Die Energiebilanz für Flüssigkeiten lautet analog

$$mc_p \frac{dT}{dt} = \sum_i \dot{m}_i (h_i - h) + \sum_j \dot{Q}_j. \quad (2.12)$$

Dementsprechend wird eine Druckänderung hier nicht betrachtet. Die Energiebilanz eines Festkörpervolumens ist

$$C_p \frac{dT_{Wand}}{dt} = \sum_j \dot{Q}_j. \quad (2.13)$$

Die Berechnung der zeitlichen Änderung des Drucks basiert auf einem Ansatz von Lemke (2004). Eine Beschreibung der Implementierung ist in Gräber u. a. (2010) zu finden. Dabei wird die Änderung als konstant über alle Kontrollvolumina einer oder mehrerer Komponenten auf einem Druckniveau angenommen. Physikalisch interpretiert bedeutet dies die Vernachlässigung der Schallausbreitung. Für Kälteanlagen, die durch eine langsamere Dynamik als den Schall dominiert werden, ist dies hinreichend genau. Die **Impulsbilanz** für ein Fluidkontrollvolumen ergibt sich durch diese Vereinfachung und mit dem Druckverlust Δp_{verl} zu

$$p_{aus} = p_{ein} - \Delta p_{verl} \quad (2.14)$$

Für Flüssigkeiten wird ein konstanter Druck angenommen.

Beschreibung der Komponentenmodelle

Das Modell des elektrischen Scrollverdichters basiert auf den Arbeiten von Schedel u. a. (2013). Die wichtigsten Gleichungen sind in Anhang B aufgelistet. Gräber (2013) formuliert die Gleichungen so, dass ein explizites Gleichungssystem entsteht. Ausgehend von einer isentropen Verdichtung werden vier Verluste berücksichtigt: Druckverluste in der Saugkammer, Reibungsverluste, Leckage und Wärmeverluste an die Umgebung. Die Vorgabe eines Verdichterwirkungsgrades ist durch diese Formulierung nicht notwendig. Der Verdichter besitzt auf Saug- und Druckseite jeweils ein Bilanzvolumen. Die Antriebseinheit, bestehend aus Elektromotor und Leistungselektronik, besitzt einen konstanten Wirkungsgrad und gibt ihre Abwärme an das Sauggas ab.

Dem EXV-Modell liegt eine vereinfachte Bernoulli-Gleichung für inkompressible Fluide zugrunde:

$$\dot{m} = A_{eff} \sqrt{2\rho_{ein} (p_{ein} - p_{aus})} \quad (2.15)$$

$$A_{eff} = \alpha \epsilon A \quad (2.16)$$

Die Ventile werden dementsprechend als isenthalp und quasistationär angenommen. Der effektive Ventilquerschnitt A_{eff} ist abhängig vom geometrischen Öffnungsquerschnitt A , der Durchflusszahl α und der Expansionszahl ϵ . Beide Koeffizienten können bei unterkühlter Flüssigkeit am Ventileintritt näherungsweise als konstant angenommen werden (Stulgies u. a., 2008).

Das Modell des Kältemittelsammlers basiert auf einem adiabaten Kontrollvolumen mit den oben genannten Bilanzgleichungen. Es wird angenommen, dass am Austritt gesättigte Flüssigkeit anliegt, sofern der Sammler noch Flüssigkeit enthält. Für die Enthalpie gilt dann:

$$h_{aus} = h_{liq} \quad (2.17)$$

Die Wärmeübertrager sind nach dem Finite-Volumen-Prinzip aufgebaut. Mehrere nacheinander durchströmte Kontrollvolumina bilden ein Rohr oder einen Plattenzwischenraum. Ein Kontrollvolumen besitzt einen differentiellen Enthalpiezustand. Die Austrittsenthalpie entspricht wie oben dargestellt dieser Enthalpie. Die Kältemittelvolumina sind jeweils mit einem Wandvolumen in Kontakt, die wiederum mit Volumina für die Berechnung der Sekundärfluide verbunden sind. Die Wand wird als Festkörper mit temperaturabhängiger, über der Dicke konstanter, Wärmeleitfähigkeit betrachtet.

Wärmeübergang und Druckverlust

Eine große Herausforderung bei der Beschreibung zweiphasiger Strömungen sind Beziehungen für den Druckverlust und den Wärmeübergang bei Phasenwechseln. Physikalisch hergeleitete Beziehungen und empirische Korrelationen finden sich in der Literatur insbesondere für horizontale und vertikale Rohre, wobei verschiedene Strömungsformen und die Richtung des Wärmestroms Berücksichtigung finden (VDI, 2013). Die Beziehungen haben das Ziel, für verschiedene Kältemittel und Betriebsbedingungen zu gelten. Verbreitete Beziehungen für den Wärmeübergang basieren unter anderem auf den Arbeiten von Akers u. a. (1959), Chen (1966), Bae u. a. (1971), Shah (1976) und Gungor u. Winterton (1986). Einen Überblick, auch zu Druckverlustbeziehungen, geben Collier u. Thome (1996).

Garcia-Cascales u. a. (2007) und Thorade (2014) geben einen Überblick über Druckverlust- und Wärmeübergangsbeziehungen, die auf Plattenwärmeübertrager angepasst sind. Grabenstein (2014) vergleicht diverse Beziehungen für den Druckverlust, die am besten passenden Korrelationen weichen jedoch um Faktor 3 von den ermittelten experimentellen Daten ab. Begründet wird dies durch große Exponenten in den Korrelationen, die bei geringen Änderungen der Parameter hohe Abweichungen entstehen lassen. Eldeeb u. a. (2014a), Eldeeb u. a. (2014b), Grabenstein (2014) und Garcia-Cascales u. a. (2007) vergleichen übliche Wärmeübergangsbeziehungen für Verdampfung und Verflüssigung. Es ergeben sich deutlich unterschiedliche Ergebnisse, je nach verwendeter Beziehung. Die experimentellen Ergebnisse von Grabenstein (2014) weichen im Vergleich zu den am besten passenden Gleichungen aus der Literatur, je nach Prägungswinkel, um 8 bis 25 % ab.

Es existiert dementsprechend keine einheitliche Beschreibung der Mechanismen in Plattenwärmeübertragern. Dies liegt unter anderem daran, dass sich in Plattenwärmeübertragern, anders als in Rohren, aufgrund der komplexen Struktur und Profilierung keine Strömungsform, wie z.B. Schichten- oder Wellenströmung, klar ausbildet. Im Verflüssiger und Verdampfer kann daher nicht klar zwischen den verschiedenen Arten der Kondensation und Verdampfung unterschieden werden. Aus diesen Gründen finden in dieser Arbeit für den zweiphasigen Wärmeübergang und den Druckverlust vereinfachte dimensionslose Beziehungen Anwendung, die für die verwendeten Wärmeübertrager parametrisiert werden.

Auf diese Weise kann das Modell besser an Messdaten angepasst werden. Die Beziehungen und die Parametrierung erheben dabei nicht den Anspruch, für andere Kältemittel, Geometrien oder stark abweichende Betriebspunkte gültig zu sein.

Als Grundlage für die zweiphasigen Wärmeübergangsbeziehungen der Plattenwärmeübertrager wird die Beziehung

$$Nu = b Re^m Pr^n \quad (2.18)$$

mit

$$m = 0,8; n = 0,33$$

verwendet, die eigentlich für einphasige turbulente Strömungen gilt, an der sich aber viele komplexere Korrelationen für Plattenwärmeübertrager orientieren (s. z.B. Grabenstein (2014)). Die Definition der Reynolds-Zahl lautet

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot d_{hyd}}{\eta}, \quad (2.19)$$

wobei d_{hyd} den hydraulischen Durchmesser darstellt. Der Wärmeübertragungskoeffizient

$$\alpha_R = \frac{Nu \cdot \lambda_R}{l} \quad (2.20)$$

ergibt sich aus der Nusselt-Zahl Nu und der charakteristischen Länge l . Die charakteristische Länge kann bei Plattenwärmeübertragern als Abstand zwischen zwei Kreuzungspunkten der Plattenprofile verstanden werden und ergibt sich aus den Geometrieangaben (VDI, 2013). Für Verdampfer und Verflüssiger werden separate Werte für den Parameter b bestimmt. Die benötigten Stoffdaten werden am Eintritt des Verdampfers bzw. am Taupunkt des Verflüssigungsdrucks bestimmt. Für den einphasigen Wärmeübergang des Kältemittels werden konstante Wärmeübertragungskoeffizienten gewählt.

Für den sekundärseitigen Wärmeübergang wird eine für einphasige Strömungen in Plattenwärmeübertragern gültige Beziehung aus dem VDI-Wärmeatlas verwendet (VDI, 2013). Die Nusselt-Zahl

$$Nu = 1,615 \left[\left(\lambda \frac{Re}{64} \right) Re Pr \frac{d_{hyd}}{l} \right]^{0,33} \quad (2.21)$$

ist abhängig von der Rohrreibungszahl λ . Für geringe Reynolds-Zahlen, wie sie in den Wärmeübertragern für Flüssigkeiten auftreten, gilt das Hagen-Poiseuille-Rohr widerstandsgesetz (Oertel u. a., 2015)

$$\lambda = \frac{64}{Re}. \quad (2.22)$$

Dieses wird in Gleichung 2.21 eingesetzt. Außerdem wird zur Kalibrierung ein Korrekturfaktor c eingeführt, der für Verdampfer und Verflüssiger verschiedene Werte annehmen kann. Die verwendete Beziehung lautet dementsprechend

$$Nu = 1,615 \cdot c \left[Re Pr \frac{d_{hyd}}{l} \right]^{0,33} . \quad (2.23)$$

Der Druckverlust in den Plattenwärmeübertragern wird mit dem dimensionslosen Druckverlustbeiwert ζ beschrieben:

$$\Delta p_{verl} = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (2.24)$$

Der Druckverlustbeiwert hängt dabei von der Reynolds-Zahl ab. Diese Abhängigkeit ist besonders für Rohrströmungen detailliert untersucht und beispielsweise im Moody-Diagramm dargestellt (Moody, 1944). Dabei wird üblicherweise die Rohrreibungszahl λ verwendet, die proportional zu ζ ist:

$$\zeta = \lambda \frac{L}{d_{hyd}} \quad (2.25)$$

Für laminare Strömungen gilt für die Rohrreibungszahl das Gesetz von Hagen-Poiseuille (Gleichung 2.22), für turbulente Strömungen hängt der Druckverlustbeiwert von der Rauheit des Rohres ab. Für ein hydraulisch glattes Rohr kann das Gesetz von Blasius

$$\lambda = \frac{0,316}{Re^{0,25}} \quad Re < 100000 \quad (2.26)$$

verwendet werden (Oertel u. a., 2015). Die Beschreibung des Druckverlusts einer Zweiphasenströmung im Plattenwärmeübertrager ist wie oben beschrieben deutlich komplexer. Ausgehend von den Beziehungen von Hagen-Poiseuille und Blasius wird die allgemeine Beziehung

$$\zeta = q \cdot Re^r \quad (2.27)$$

$$(2.28)$$

mit dem Koeffizienten q und dem negativen Exponenten r zur Berechnung des Druckverlustbeiwerts verwendet. Die benötigten Stoffdaten, Dichte und Viskosität, werden am Eintritt der Wärmeübertrager bestimmt.

Für den Wärmeübergang im Unterkühler, der in üblichen Betriebspunkten immer einphasig ist, wird eine von Gnielinski, Dittus und Bölder entwickelte Beziehung verwendet, bei der zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden wird (Baehr u. Stephan, 2013):

$$Nu = 3,6568 \quad Re < 2300 \quad (2.29)$$

$$Nu = \frac{0,037 Re^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re^{-0,1} (Pr^{0,67} - 1)} \quad 2300 < Re < 100000 \quad (2.30)$$

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad Re > 100000 \quad (2.31)$$

2.5 Kalibrierung der Komponentenmodelle

Zur genauen Abbildung des realen Anlageverhaltens werden im Folgenden komplexe Komponenten einzeln untersucht, um ausgehend von Messergebnissen die Komponentenmodelle zu parametrieren.

Verdichter

Der Verdichter ist die komplexeste Komponente des Kältekreislaufs und aus zwei Gründen für die Modellgenauigkeit entscheidend. Erstens bestimmt der Verdichter, wieviel Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit der vorliegenden Drücke gefördert wird. Zweitens setzt er die elektrische Leistung um und ist daher von Bedeutung für Effizienzbeurteilungen. Als Datenbasis werden Messdaten von 51 verschiedenen stationären Betriebspunkten verwendet. Bei vorgegebener Eintrittstemperatur sowie Nieder- und Hochdruck ergeben sich der Massenstrom, die elektrische Leistungsaufnahme und die Kältemittelaustrittstemperatur. Insgesamt acht Parameter werden mit der Optimierungsbibliothek *pyOpt* über einen Algorithmus basierend auf sequentieller quadratischer Programmierung (SQP) und Auswertung der Summe der Fehlerquadrate bestimmt (Perez u. a., 2012; Kraft, 1988). Diese sind, wie auch die weiteren Modellparameter, in Tabelle 2.1 aufgelistet. Die verbleibenden Abweichungen zwischen Mess- und Simulationsergebnissen sind in den Abbildungen 2.2 und 2.3 dargestellt.

Expansionsventile

Der Ventilquerschnitt der elektronischen Expansionsventile kann nicht direkt gemessen werden, wird aber, wie in Abschnitt 2.4 dargestellt, als Eingang für das physikalische Modell benötigt. Der effektive Ventilquerschnitt kann über die vereinfachte Bernoulli-Gleichung 2.15 berechnet werden, wenn Messdaten für Drücke, Massenstrom und Temperatur vorliegen. In Abbildung 2.4 sind die aus Messdaten berechneten effektiven Ventilquerschnitte bei den jeweils eingestellten Steuerspannungen dargestellt. Es wird deutlich, dass der Zusammenhang zwischen Ventilquerschnitt und Steuerspannung im relevanten Betriebsbereich als linear angenommen werden kann.

Der Zusammenhang wird mit dem konstanten Steigungskoeffizienten m_{EXV} und

$$A_{eff} = m_{EXV} (U - U_{0,EXV}) \quad (2.32)$$

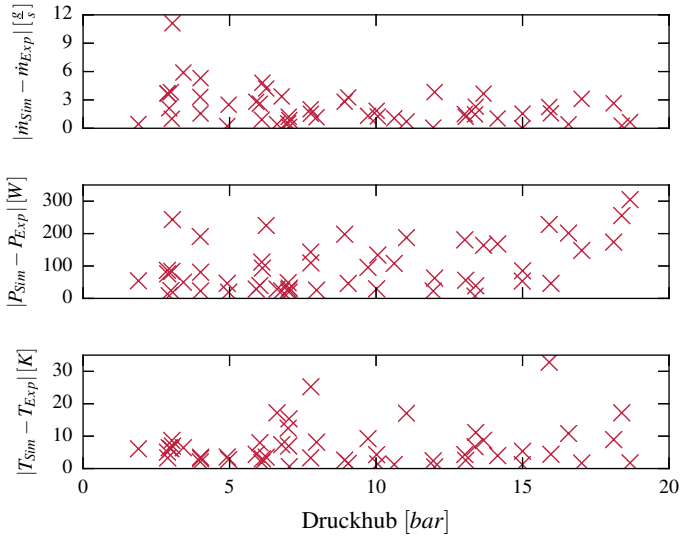


Abbildung 2.2: Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen des kalibrierten Verdichtermodells

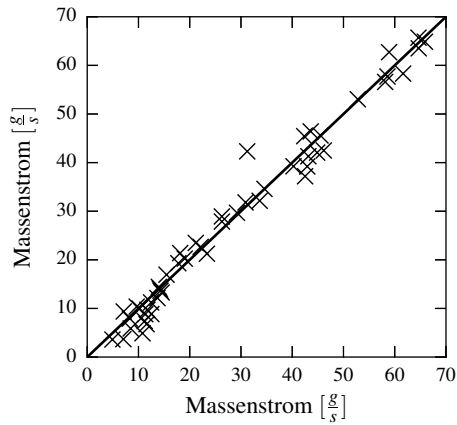


Abbildung 2.3: Simulations- und Messergebnisse des Massenstroms des kalibrierten Verdichtermodells bei vorgegebenen Drücken

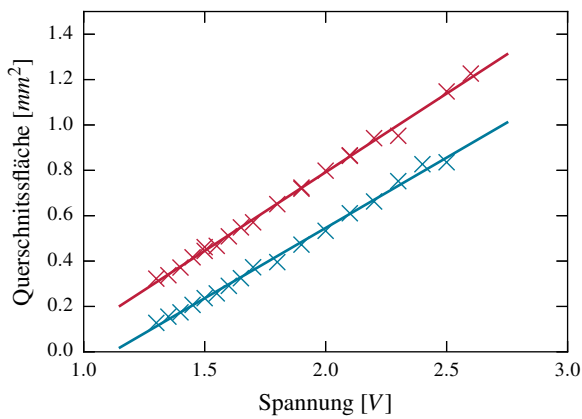


Abbildung 2.4: Lineare Approximation zwischen effektiven Ventilquerschnitten und Steuerspannungen der beiden elektronischen Expansionsventile

beschrieben. Das verwendete EXV ist durch die maximale Stellzeit von 0,1 s so schnell, dass im Modell keine Dynamik berücksichtigt werden muss.

Plattenwärmeübertrager

Die geometrischen Daten, wie die Abmessungen der Platten und die Gesamtwärmeübertragungsfläche, ergeben sich aus Herstellerangaben.

Der Druckverlustbeiwert über der Reynolds-Zahl ist in Abbildung 2.5 abgebildet. In doppelt-logarithmischer Auftragung können zwei Geraden identifiziert werden, die für zwei Bereiche von Reynolds-Zahlen gelten. Es kann also wie bei der Rohrströmung zwischen zwei Bereichen unterschieden werden. Die Steigungen, also die Exponenten der identifizierten Gleichungen, liegen bei $r = -1,05$ bzw. $r = -0,35$ und somit sehr nah an denen des Hagen-Poiseuille-Gesetzes (-1) und des Blasius-Gesetzes ($-0,25$) (vgl. Gleichungen 2.22 und 2.26). Anscheinend liegen trotz der sich von der einphasigen Rohrströmung klar unterscheidenden Zweiphasenströmung im Plattenwärmeübertrager ähnliche physikalische Gesetzmäßigkeiten vor. Der Druckverlust im Plattenwärmeübertrager ist aufgrund der komplexen Plattengeometrie aber deutlich höher als in Rohren. Im Übergangsbereich der beiden Gleichungen wird eine Glättungsfunktion verwendet.

Die in Abschnitt 2.4 dargestellten Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang sind anhand von Gesamtanlagensimulationen parametrisiert (Ergebnisse sind im Abschnitt 2.6 dargestellt). Die Anpassung an Messdaten des Gesamtkreislaufs ermöglicht eine höhere Modellgüte als die komponentenbasierte Parametrierung, da sich einzelne Modellfehler nicht verstärken.

2.6 Experimentelle Modellvalidierung

Das dargestellte Modell wird als Grundlage für die regelungstechnische Analyse verwendet. Es wird eine Validierung durchgeführt, um eine klare Aussagekraft der Analyse zu gewährleisten. Zur Überprüfung der stationären Genauigkeit des Gesamtmodells der Laboranlage wird in zwei verschiedenen Lastbereichen bei konstanten Betriebsbedingungen die Drehzahl variiert. Neben den sich einstellenden Kältemitteldrücken und dem Gesamtmassenstrom werden die Kälteleistungen der beiden Verdampfer sowie die Überhitzungen hinter den Verdampfern und die Unterkühlung betrachtet. Eine Gegenüberstellung der Simulations- und Messergebnisse ist in Abbildung 2.6 zu sehen. Die Kälteleistungen, beziehungsweise die zu ihnen proportionalen Sekundärfluidaustrittstemperaturen, sind in den meisten Anwendungen die wichtigsten Regelgrößen. Im Rahmen dieser Validierung werden sie über die Messstellen der Sekundärkreisläufe berechnet. Unterkühlung und Überhitzung sind maßgeblich für die Effizienz und werden daher ebenfalls betrachtet. Die

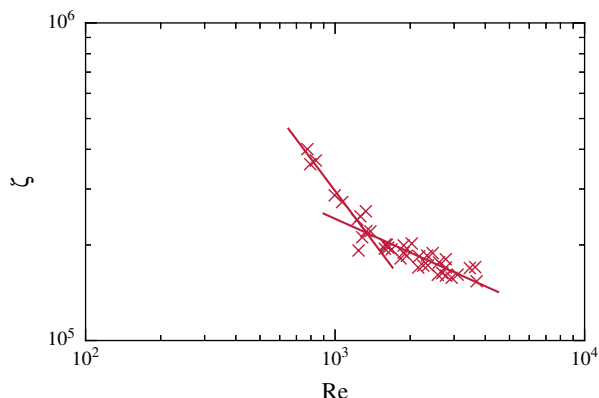


Abbildung 2.5: Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl zur Berechnung des kältemittelseitigen Druckverlusts der Plattenwärmeübertrager. Die Messergebnisse zeigen Messwerte eines Verdampfers bei Niederdrücken zwischen 2 und 4 bar, die Überhitzung beträgt für alle Punkte weniger als 10 K.

Modellgenauigkeit im Hinblick auf die sich verändernde Überhitzung ist insbesondere für den in Kapitel 4 entwickelten Überhitzungsregler relevant. Die mittleren stationären Abweichungen der einzelnen Größen sind:

Drücke	Massenstrom	Kälteleistungen	Überhitzungen	Unterkühlung
3,9 %	3,2 %	1,9 %	1,0 K	0,1 K

Die Abweichungen der Überhitzungen und Unterkühlung sind absolut angegeben, da sie nicht direkt auf die gesamten Verdampfungs- und Verflüssigungsstrecken bezogen werden können. Die Abweichungen zeigen, dass das Modell eine sehr gute stationäre Übereinstimmung mit den Messergebnissen erreicht.

Zur Auslegung von dynamischen Reglern, z.B. zur schnellen Störgrößenkompensation, ist eine hinreichend genaue Abbildung der Dynamik der Anlage notwendig. Zu diesem Zweck werden sekundärseitige Randbedingungen und Stellgrößentrajektorien einer durchgängigen Messung mit einer Dauer von 1000 Sekunden auf das Gesamtanlagenmodell übertragen. Die sich ergebenden Simulationsergebnisse sind den Messergebnissen in Abbildung 2.7 gegenübergestellt. Besonders die Überhitzung weist ein stark dynamisches und nichtlineares Verhalten auf, da sie direkt vom Niederdruck, dem Kältemittelmassenstrom

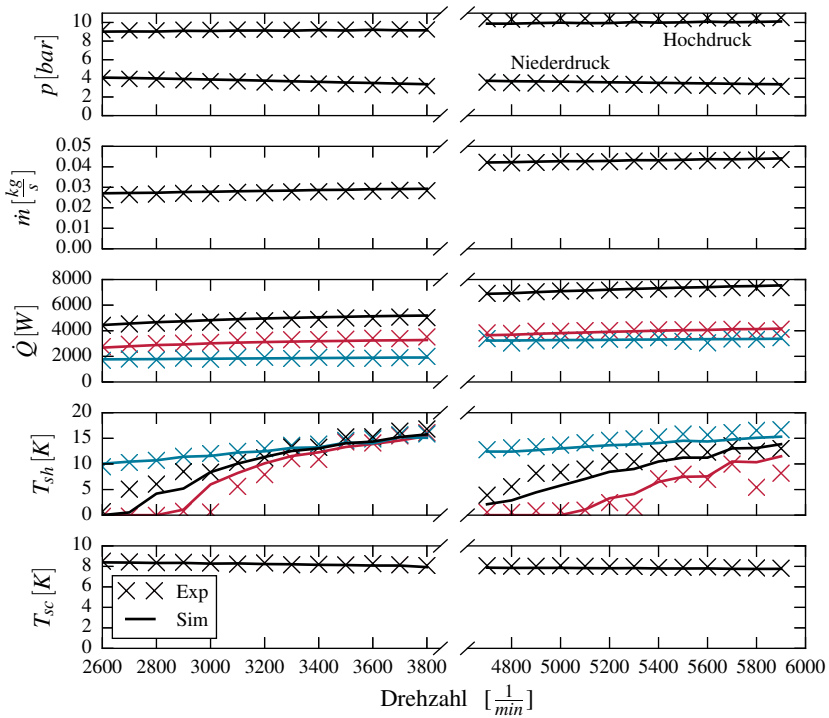


Abbildung 2.6: Stationäre Simulations- und Messergebnisse in zwei verschiedenen Lastbereichen bei vorgegebenen Stellgrößen. Schwarz: Daten des Gesamtkreislaufs, Rot: Daten des Verdampfers 1, Blau: Daten des Verdampfers 2

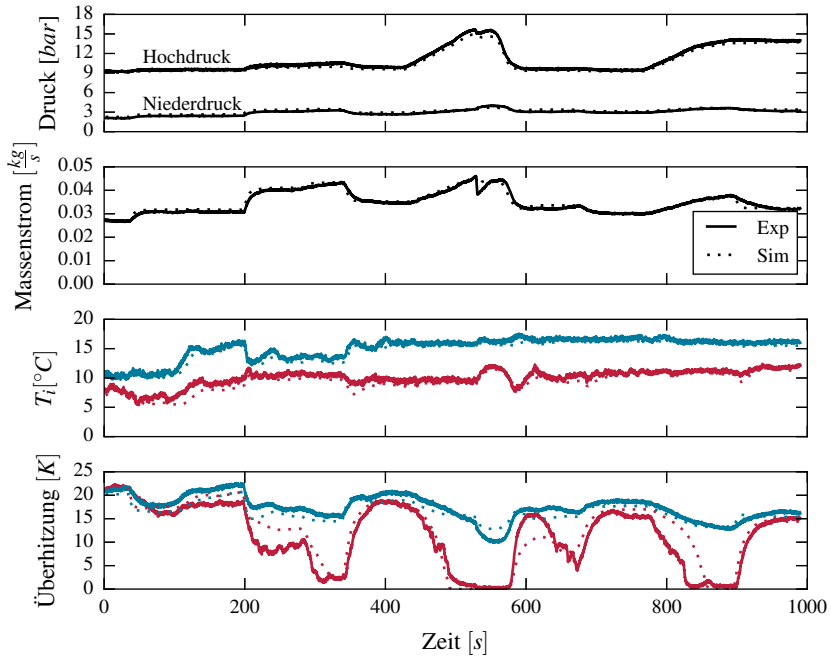


Abbildung 2.7: Dynamische Simulations- und Messergebnisse. Schwarz: Daten des Gesamtkreislaufs, Rot: Daten des Verdampfers 1, Blau: Daten des Verdampfers 2

und der Wärmeübertragung abhängt. Die Übereinstimmung der Simulations- mit den Messdaten ist für die Überhitzung daher auch nicht so gut wie für die anderen Größen.

Das validierte Modell wird im folgenden Kapitel verwendet, um das thermodynamische Verhalten der Laboranlage aus regelungstechnischer Sicht systematisch zu analysieren.

2.7 Modellierung eines Thermomanagementsystems für E-Fahrzeuge

Das Thermomanagementsystem eines E-Fahrzeugs muss diverse Aufgaben erfüllen. Der Innenraum muss je nach Umgebungsbedingungen gekühlt oder geheizt werden. Die Temperaturen der Batteriezellen sowie leistungselektronischer Bauteile und der E-Ma-

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
Verdichter			
V_{Hub}	32,94	cm^3	Verdrängungsvolumen
V_{Saug}	0,01	cm^3	Saugseitiges Kältemittelvolumen
V_{Druck}	0,01	cm^3	Druckseitiges Kältemittelvolumen
A_{Ein}	0,68	cm^2	Kleinste Querschnittsfläche am Eintritt
A_{Aus}	0,27	cm^2	Kleinste Querschnittsfläche am Austritt
$A_{Leckage}$	0,028	cm^2	Querschnittsfläche Leckage
a_{Reib}	0,076	W	Reibungskoeffizient
b_{Reib}	1,55		Reibungsexponent
η_{Antr}	0,68		Wirkungsgrad der Antriebseinheit
R_{Antr}	3,3	W/K	Wärmeleitwiderstand zur Antriebseinheit
R_{Umg}	0,13	W/K	Wärmeleitwiderstand zur Umgebung
Kältemittelsammler			
V	$8 \cdot 10^{-4}$	m^3	Kältemittelvolumen
Plattenwärmeübertrager			
n	39		Anzahl Platten
L	0,25	m	Länge
A	0,9	m^2	Wärmeübertragungsfläche
A_q	$5,43 \cdot 10^{-3}$	m^2	Querschnittsfläche der Fluidströme
D_{Wand}	0,3	mm	Wanddicke
l	0,0174	m	Charakteristische Länge
ρ_{Wand}	7800	kg/m^3	Dichte des Wandmaterials
c_{Wand}	490	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Wand
λ_{Wand}	40	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Wand
q	$410 \cdot 10^6; 2,8 \cdot 10^6$		Druckverlustkoeffizienten Kältemittel
r	$-1,047; -0,353$		Druckverlustexponenten Kältemittel
b_{vd}	$2,654 \cdot 10^4$		Koeffizient kältemittelseitige Nußelt-Beziehung im Verdampfer
b_{vf}	$4,113 \cdot 10^5$		Koeffizient kältemittelseitige Nußelt-Beziehung im Verflüssiger
$\alpha_{vd,1}$	400	$\text{W/m}^2\text{K}$	Einphasiger kältemittelseitiger Wärmeübertragungs- koeffizient im Verdampfer
$\alpha_{vf,1}$	600	$\text{W/m}^2\text{K}$	Einphasiger kältemittelseitiger Wärmeübertragungs- koeffizient im Verflüssiger
c_{vd}	0,89		Korrekturfaktor sekundärseitige Wärmeübertragung im Verdampfer
c_{vf}	1,37		Korrekturfaktor sekundärseitige Wärmeübertragung im Verflüssiger

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
Doppelrohrwärmeübertrager			
L	0,3	m	Länge
A	0,015	m ²	Wärmeübertragungsfläche
A_q	$2 \cdot 10^{-4}$	m ²	Querschnittsfläche der Fluidströme
D_{Wand}	0,3	mm	Wanddicke
ρ_{Wand}	8960	kg/m ³	Dichte des Wandmaterials
c_{Wand}	380	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Wand
Expansionsventile			
$U_{0,EXV1}$	0,86	V	Nullpunktverschiebung Ventil 1
m_{EXV1}	$6,93 \cdot 10^{-7}$	m ² /V	Spannungsproportionale Steigung Ventil 1
$U_{0,EXV2}$	1,12	V	Nullpunktverschiebung Ventil 2
m_{EXV2}	$6,2 \cdot 10^{-7}$	m ² /V	Spannungsproportionale Steigung Ventil 2

Tabelle 2.1: Parameterwerte des Simulationsmodells der Laboranlage

schine müssen ebenfalls in einem zulässigen Bereich gehalten werden. Zur Kühlung der E-Maschine und der Leistungselektronik genügt im Regelfall ein Kühlwasserkreislauf mit einem Wärmeübertrager zur Umgebungsluft. Der optimale Temperaturbereich von Lithium-Ionen-Batterien liegt zwischen 15 °C und 35 °C und somit niedriger als die der E-Maschine und Leistungselektronik (bis über 100 °C, s. Pesaran u. a. (2013); März (2010)). Die Kühlung der Batterie erfolgt daher, wie in Abschnitt 1.1 beschrieben, üblicherweise über die Anbindung an den Kältemittelkreislauf der Klimaanlage. Diese kann direkt über das Kältemittel oder mit Hilfe eines Sekundärkreislaufs geschehen. In beiden Fällen ergibt sich üblicherweise ein System mit zwei parallelen Verdampfern. In Fahrzeugen der Oberklasse kann ein weiterer Luftverdampfer für den Fond vorhanden sein.

Die Wärmeübertragung von Batterie zum Fluid lässt sich über Kühlplatten realisieren, die je nach Batterie- und Fahrzeugtyp auf verschiedene Weisen angeordnet sein können (Smith, 2016). Wird eine Kühlplatte mit direkter Verdampfung verwendet, darf die Verdampfungstemperatur nicht so gering wie in typischen Klimaanlage sein. Innerhalb der Batterie käme es sonst zu schädigenden Temperaturgradienten. Diese Arbeit konzentriert sich auf die indirekte Kühlung der Batterie über ein Sekundärfluid.

Das betrachtete Thermomanagementsystem ist in Abbildung 2.8 dargestellt. Es kann im Kühl- und Wärmepumpenmodus betrieben werden. Die Batterie wird in beiden Modi, falls notwendig, gekühlt. Im Kühlmodus wird nach der Verdichtung der Umgebungswärmeübertrager durchlaufen, der dann als Verflüssiger betrieben wird. Der Innenraumwärmeübertrager wird als Verdampfer betrieben. Im Heizmodus dreht sich der Betrieb der Wärmeübertrager um. In beiden Modi wird nach der Verflüssigung ein Sammler durchlau-

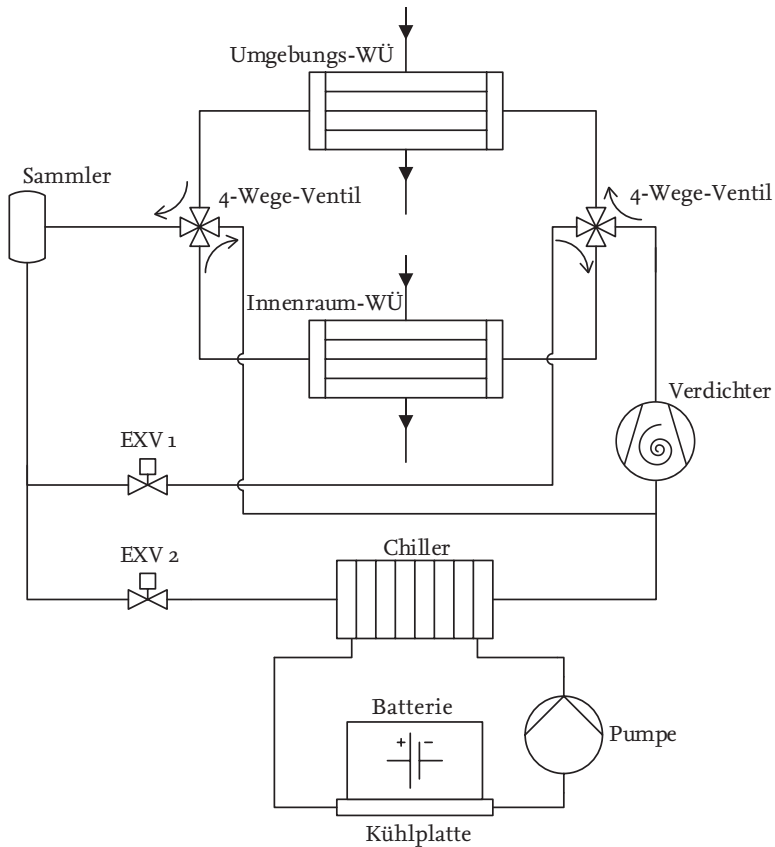


Abbildung 2.8: Aufbau des Thermomanagementsystems. Mit Pfeilen angedeutet ist der Kühlmodus, bei dem der Innenraumwärmeübertrager als Verdampfer und der Umgebungswärmeübertrager als Verflüssiger betrieben werden.

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
Innenraumwärmeübertrager			
L	199	mm	Länge
H	306	mm	Höhe
D	60	mm	Tiefe
Umgebungswärmeübertrager			
L	530	mm	Länge
H	390	mm	Höhe
D	17,5	mm	Tiefe
Chiller			
n	19		Anzahl Platten
L	150	mm	Länge
H	110	mm	Höhe
A_q	25,7	cm ²	Querschnittsfläche der Fluidströme

Tabelle 2.2: Dimensionierung der Wärmeübertrager des Thermomanagementsystems

fen, bevor das Kältemittel expandiert wird. Die Verteilung des Kältemittels übernehmen zwei umschaltbare 4-Wege-Ventile. Die Dimensionierung des Systems orientiert sich an einer typischen Klimaanlage eines Kompaktfahrzeugs mit dem Kältemittel R134a. Der Kältemittelerverdichter ist der gleiche wie in der Laboranlage. Es handelt sich um ein Serienbauteil eines Plugin-Hybrids. Der Klimaverdampfer ist ein Flachrohr-Wärmeübertrager mit gelouverten Lamellen, wie er typischerweise in Fahrzeugen verwendet wird. Wie Strupp (2011) darstellt, werden Verflüssiger ebenfalls üblicherweise als Flachrohr-Wärmeübertrager ausgeführt und stellen in PKW-Klimaanlagen eine Funktionsintegration aus Verflüssiger, Sammler, Unterkühler und Trockner dar. Diese Funktionsintegration ist durch die verschiedenen Modi hier nicht möglich. Lediglich eine Integration des Sammlers in einen Unterkühler ist denkbar. Die Dimensionierung der beiden Wärmeübertrager basiert auf Richtwerten von Raiser (2005). Parallel zum Verdampfer wird ein Plattenwärmeübertrager als Chiller eingesetzt, durch den ein Wasser-Glykol-Gemisch gepumpt wird. Die Größe des Chillers ist auf die mittlere Abwärme einer Batterie eines reinen E-Fahrzeugs angepasst. Im Vergleich zur Laboranlage ist er kleiner dimensioniert. Die Dimensionierung der Wärmeübertrager ist in Tabelle 2.2 zu finden. Als Expansionsventile kommen EXVs zum Einsatz.

Das Modell des Thermomanagementsystems ist von Varchmin u. a. (2015) abgeleitet und basiert wie das Modell der Laboranlage auf *TIL*. In *TIL* sind validierte Modelle für Wärmeübertrager von Klimaanlagen vorhanden (s. z.B. Kaiser u. a. (2012)). Alle Wärmeübertrager sind in finite Volumen diskretisiert. Die Modelle basieren kältemittelseitig auf den Bi-

lanzgleichungen, die in Abschnitt 2.4 vorgestellt sind. Die Bilanzen für die Luftseite sind quasistationär, beinhalten also keinen Speicherterm. Das Modell des Kältemittelverdichters wird von der Laboranlage übernommen. Ebenso werden das EXV-Modell und das Modell des Plattenwärmeübertragers beibehalten, jedoch kleiner dimensioniert. Das Modell der Pumpe im Batteriekühlkreislauf besitzt einen konstanten Wirkungsgrad und definiert einen von außen vorgegebenen Volumenstrom.

Die Beschreibung des Wärmeübergangs und des Druckverlusts im Plattenwärmeübertrager wird aus Abschnitt 2.4 übernommen, da das Thermomanagementsystem bei ähnlichen Betriebsbedingungen betrieben wird wie die Laboranlage. Für den Druckverlust und die Wärmeübertragung im Klimaverdampfer und Verflüssiger werden in der Literatur verbreitete Beziehungen oder konstante Werte verwendet. Die Wärmeübertragungskoeffizienten im Klimaverdampfer und im Verflüssiger werden für das zweiphasige Kältemittel als konstant angenommen. Der einphasige Wärmeübergang wird über die im Abschnitt 2.4 dargestellten Gleichungen von Gnielinski, Dittus und Böltner beschrieben.

Der Wärmeübergang der Luft kann mit Hilfe einer Beziehung von Chang u. Wang (1997) beschrieben werden:

$$\alpha = j Re Pr^{0,33} \frac{\lambda}{l_{lam}}, \quad (2.33)$$

wobei l_{lam} den Abstand zwischen den Lamellen beschreibt. Der Koeffizient j ist eine komplexe Funktion der Reynolds-Zahl sowie der Geometrie. Die genaue Definition findet sich in Chang u. Wang (1997). Die Modellierung des Druckverlusts des Kältemittels basiert auf der Rohrreibungszahl λ und der Strömungsgeschwindigkeit v :

$$\Delta p = \frac{1}{2} \rho v^2 \frac{l}{d_{hyd}} \lambda \quad (2.34)$$

Für die Rohrreibungszahl gilt bei laminarer Strömung (Oertel u. a., 2015):

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad Re < 2300 \quad (2.35)$$

Für turbulente Strömungen kann mit der Rauheit k die Beziehung von Swamee u. Jain (1976) verwendet werden:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log \left(\frac{k}{3.7 d_{hyd}} + \frac{5.74}{Re^{0.9}} \right) \quad Re > 2300 \quad (2.36)$$

Der Druckverlust der Luft wird vernachlässigt. Die Parameter des Modells des Thermomanagementsystems sind in Anhang C aufgelistet.

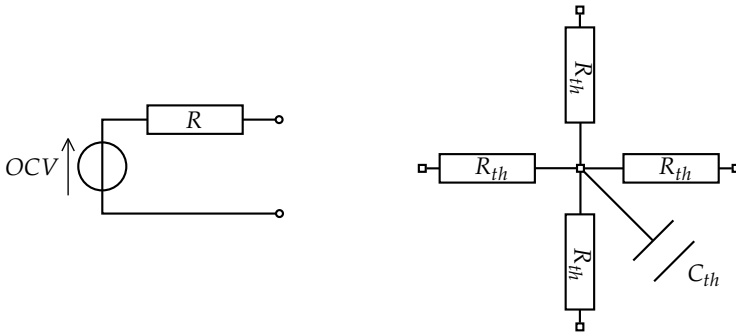


Abbildung 2.9: Elektrisches Ersatzschaltbild und thermisches Punktmassenmodell eines Berechnungselements des Batteriemodells

Thermisches Batteriemodell

Die abgebildete Batterie besteht aus 300 prismatischen Lithium-Ionen-Zellen mit einer Nennkapazität von jeweils $C_0 = 25$ Ah. Jeweils drei Zellen sind parallel und dann mit den anderen Zellen in Serie geschaltet.

Eine gute Übersicht über die elektrische und thermische Beschreibung von Lithium-Ionen-Zellen bietet Schmidt (2013). Einhorn u. a. (2011) präsentieren eine Implementierung der wichtigsten Gesetzmäßigkeiten in Modelica.

Die Zellen des in dieser Arbeit verwendeten Modells können einzeln berechnet oder in Berechnungselemente zusammengefasst werden, wodurch die Simulation beschleunigt wird. Jedes Berechnungselement besteht aus einem elektrischen Ersatzschaltbildmodell und einem thermischen Punktmassenmodell, sowie einer Ladezustandsberechnung (s. Abbildung 2.9). Die Teilmodelle beeinflussen sich gegenseitig; die Abhängigkeiten sind aus den veröffentlichten Daten von Johnson u. Calisle (2000) abgeleitet.

Der Ladezustand (engl. State of Charge, SOC) ergibt sich aus dem zu- bzw. abgeführten Strom I und der temperaturabhängigen maximalen Zellkapazität C :

$$\frac{d}{dt} SOC = \frac{I}{C} \quad (2.37)$$

$$C = C_0 (1 + b_T(T - T_0)) \quad (2.38)$$

Der Index 0 beschreibt hierbei den Nennzustand.

Das elektrische Ersatzschaltbild besteht aus einer Spannungsquelle und einem Innenwiderstand. Die Leerlaufspannung der Quelle (engl. open circuit voltage, OCV) ist eine

Funktion des SOC (s. Gleichung C.1). Der Innenwiderstand R wird linear abhängig von Temperatur und SOC beschrieben.

$$R = R_0 [1 + a_T(T - T_0) + a_{SOC}(SOC - SOC_0)] \quad (2.39)$$

Das thermische Ersatzschaltbild besitzt zwei geometrische Dimensionen und besteht aus einer thermischen Kapazität C_{th} und vier Wärmeleitwiderständen $R_{th,i}$. Die Wärmeleitwiderstände können, je nach Achse der Elektrodenwicklung, deutlich unterschiedliche Werte besitzen. Die Vorgänge, die zu einer Änderung der Zelltemperatur führen, werden durch eine direkte Beschreibung der Wärmeverlustmechanismen berücksichtigt. Der wichtigste Mechanismus ist die entstehende irreversible Wärme \dot{Q}_{irrev} durch den Spannungsabfall am Innenwiderstand. Reversible Wärme \dot{Q}_{rev} entsteht durch die Interkalation bzw. Deinterkalation von Ionen in den Elektroden (Schmidt, 2013). Sie kann über die Entropieänderungen in den Elektroden ΔS_{rev} beschrieben werden, die abhängig vom SOC ist und von Viswanathan u. a. (2010) für verschiedene Materialien publiziert ist (s. Gleichung C.2). Die Zelltemperatur T und die Wärmeströme ergeben sich zu

$$C_{th} \frac{dT}{dt} = \dot{Q}_{irrev} + \dot{Q}_{rev} + \sum_i \dot{Q}_i \quad (2.40)$$

$$\dot{Q}_{irrev} = R I^2 \quad (2.41)$$

$$\dot{Q}_{rev} = T \Delta S_{rev} \frac{I}{F}, \quad (2.42)$$

wobei \dot{Q}_i die Wärmeströme über die Wärmeleitwiderstände darstellen und F die Faraday-Konstante ist.

Die Batteriezellen stehen auf einer Kühlplatte, die vom Wasser-Glykol-Gemisch durchströmt wird. Das Modell der Platte orientiert sich an den Modellen der Wärmeübertrager. Die Platte wird als durchströmter Kühlkanal betrachtet und besteht aus Kontrollvolumina für den Festkörper des Kanals und Volumina für die Flüssigkeit im Kanal. Jedes Flüssigkeitsvolumen ist mit einem Festkörpervolumen verbunden. Die Flüssigkeitsvolumina werden seriell vom Fluid durchströmt. Der Wärmeübertragungskoeffizient wird als konstant angenommen.

3 Analyse der statischen und dynamischen Abhängigkeiten

Ausgangspunkt einer Regelungsentwicklung ist stets die Frage, welche Größen geregelt werden sollen und welche Stellglieder dafür zur Verfügung stehen. Viele Regelgrößen ergeben sich durch die Anforderungen an das zu regelnde System. Wird beispielsweise eine Kälteanlage betrieben, um eine definierte Raumtemperatur einzustellen, steht diese Temperatur automatisch als Regelgröße fest. Es muss dann auch eine Stellgröße geben, um die Temperatur einzustellen. Die Kälteanlage muss also eine variable Kälteleistung bereitstellen, insbesondere bei sich ändernden Betriebsbedingungen. Die Stellgröße kann zum Beispiel die Drehzahl eines Lüfters oder das Hubvolumen eines Verdichters sein.

Sind mehr Stellglieder verfügbar, als es notwendige Regelgrößen gibt, können diese verwendet werden, um den Betrieb zeit- oder energieeffizient zu gestalten. Dabei stellt sich die Frage, welche möglichen zusätzlichen Regelgrößen die Effizienz beeinflussen. Typische Größen, die die Energieeffizienz beeinflussen, sind die Überhitzung nach dem Verdampfer oder die Unterkühlung nach dem Verflüssiger, respektive der Hochdruck bei transkritischer Betriebsweise.

Nach der Festlegung von sinnvollen Stell- und Regelgrößen ist eine Untersuchung der Kopplungen zwischen den Größen und ihren Wechselwirkungen untereinander notwendig, um eine sinnvolle Regelungsstruktur zu wählen. Grundsätzlich lässt sich dabei zwischen Eingrößen- und Mehrgrößenregelungen unterscheiden. Mehrgrößenregler besitzen mehrere Stell- und Regelgrößen und werden verwendet, wenn die Stell- und Regelgrößen eines Systems so stark gekoppelt sind, dass die Regelungsaufgabe nicht durch mehrere einschleifige Regelkreise gelöst werden kann (Lunze, 2014a). Dieses Kapitel analysiert die Kopplungen für verschiedene Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern und empfiehlt sinnvolle Kombinationen von Stell- und Regelgrößen, falls die Anlagenkonfiguration eine Auswahl ermöglicht. Im Anschluss werden auf Basis des gewonnenen Wissens sinnvolle Regler ausgewählt. Der Fokus liegt zunächst auf der Laboranlage und an sie angelehnte Konfigurationen, er wird zum Abschluss jedoch auf das beschriebene Thermomanagementsystem für E-Fahrzeuge erweitert. Die Grundlage für die regelungstechnische Analyse bilden die in Kapitel 2 vorgestellten Modelle.

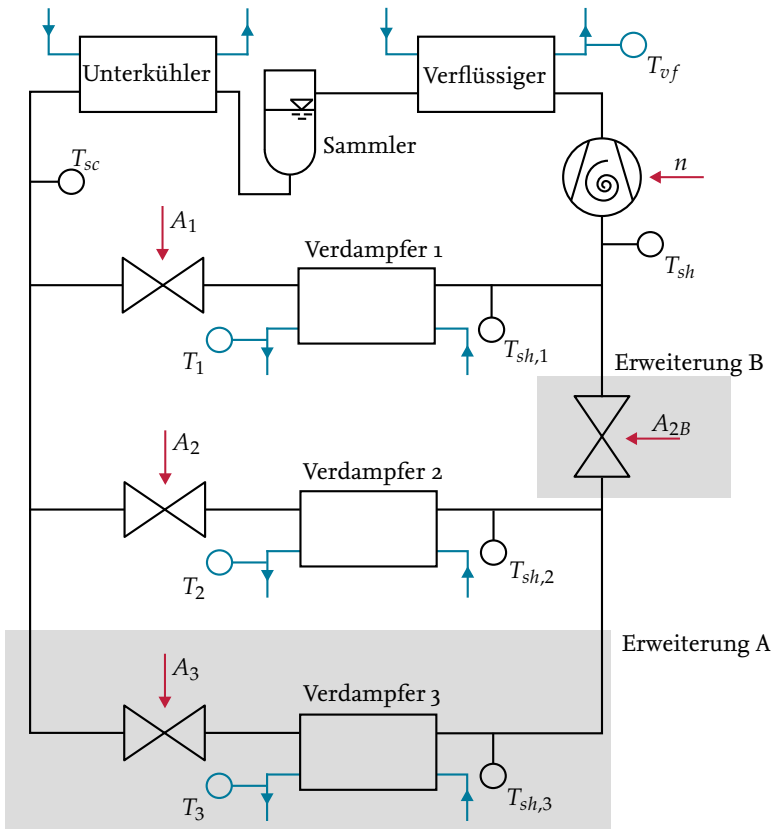


Abbildung 3.1: Modell der Laboranlage mit möglichen Stell- und Regelgrößen und den beiden optionalen, nicht im Labor vorhandenen, Erweiterungen A und B

3.1 Wahl von Stell- und Regelgrößen

Theoretische Betrachtung

Abbildung 3.1 zeigt das Modell der Laboranlage mit möglichen Stell- und Regelgrößen. Neben den Komponenten dieser Anlage zeigt die Abbildung zwei Erweiterungen des Kreislaufs, die in späteren Abschnitten berücksichtigt werden. Die Volumenströme der Sekundärfluide werden zunächst als konstant angenommen.

Die Laboranlage besitzt drei Stellgrößen, die direkt auf den Kältekreis wirken: die Querschnittsflächen der elektronischen Expansionsventile A_1 und A_2 sowie die Drehzahl des Verdichters n . Mögliche Regelgrößen sind unter anderem die Austrittstemperaturen der Sekundärfluide T_1 , T_2 und T_{vf} , die Überhitzungen nach den Verdampfern $T_{sh,1}$ und $T_{sh,2}$, die Überhitzung im Mischzustand vor dem Verdichter T_{sh} , die Unterkühlung T_{sc} und die Kältemitteldrücke. Zwei Regelgrößen ergeben sich aus den Anforderungen an die Anlage. Im Kühlfall sind die Temperaturen T_1 und T_2 Regelgrößen. Im Wärmepumpenfall stellt die Temperatur T_{vf} des Verflüssiger-Sekundärfluids eine Regelgröße dar. Typischerweise ist die Menge der Wärme, die aus einer der beiden Wärmequellen entnommen werden kann, begrenzt. Oft ergibt sich daraus eine der Temperaturen T_1 oder T_2 oder ein Verdampfungsdruck als weitere Regelgröße. Alle drei Temperaturen sind nicht unabhängig voneinander regelbar, da die übertragenen Wärmeströme durch die Energiebilanz des Systems miteinander gekoppelt sind. Da drei Stellgrößen zur Verfügung stehen, kann eine weitere unabhängige Regelgröße gewählt werden. Die Überhitzungen sowie die Unterkühlung haben Einfluss auf die Effizienz. Die Überhitzung im Mischzustand T_{sh} ist gleichzeitig ausschlaggebend für die Verdichtersicherheit. Um Tropfenschlag und eine Beschädigung des Verdichters zu vermeiden, sollte diese Überhitzung größer null sein. In Einverdampferanlagen kann ein Niederdrucksammler verwendet werden, um Tropfenschlag zu verhindern und eine hohe Effizienz zu erreichen. Bei Verwendung von parallelen Verdampfern kann mit dem Niederdrucksammler die Überhitzung im Mischzustand vor dem Verdichter stabil auf null gehalten werden. Dies ist maßgeblich für die Verdichtersicherheit. Der Niederdrucksammler führt aber nicht automatisch zu hoher Effizienz, da die einzelnen Verdampfer eine hohe Überhitzung besitzen können oder das Kältemittel am Austritt noch zweiphasig vorliegen kann. Wird ein Verdampfer mit hoher Leistung durch eine hohe Überhitzung schlecht ausgenutzt, kann die Effizienz der Anlage sinken und die Kälteleistung des Verdampfers mit hoher Überhitzung zu gering sein. Dementsprechend ist die Verwendung von Niederdrucksammlern oftmals nachteilig. Hier wird daher T_{sh} als dritte Regelgröße gewählt. Durch zusätzliche Stellglieder, wie sie z.B. in Supermarktkälteanlagen zu finden sind, können weitere Regelgrößen gewählt werden. Dies wird anhand der genannten Erweiterungen der Laboranlage diskutiert. Die gewählten drei Regelgrößen T_1 , T_2 und T_{sh} sind aber auch hierfür die Grundlage.

Nach Festlegung der jeweils drei Stell- und Regelgrößen können die Wirkungen der Größen aufeinander untersucht werden, um herauszufinden, inwieweit sich die Größen untereinander beeinflussen und ob klar dominierende Kopplungen existieren. Hierzu können Relative Gain Arrays (RGA) verwendet werden. Ein RGA lässt sich mithilfe eines linearisierten Systemmodells erzeugen. Das in Modelica verfasste gleichungsbasierte Modell der Laboranlage kann mit der Bibliothek *Modelica_LinearSystems2* (Baur u. a., 2009) in eine lineare Zustandsraumdarstellung gebracht werden, die für einen Betriebspunkt gültig ist. Ergebnis ist das Modell

$$\frac{dx}{dt}(t) = Ax(t) + Bu(t), \quad x(0) = x_0 \quad (3.1)$$

$$y(t) = Cx(t) + Du(t) \quad (3.2)$$

mit dem Eingangsvektor u , dem Ausgangsvektor y , Zustandsvektor x und den Systemmatrizen A , B , C und D . Als Eingänge des linearisierten Modells fungieren die Stellgrößen, die Regelgrößen bilden den Ausgangsvektor.

Aus der Zustandsraumdarstellung lässt sich, wenn $\frac{dx}{dt}(t) = 0$ gesetzt wird, die Statikmatrix

$$K_s = D - CA^{-1}B \quad (3.3)$$

berechnen, die die statischen Verstärkungen zwischen Ein- und Ausgangsgrößen angibt. Die Statikmatrix ist quadratisch, wenn gleich viele Ein- und Ausgänge definiert sind. Bei den in dieser Arbeit betrachteten Systemen ist dies immer der Fall, da pro Regelgröße eine Stellgröße ausgewählt wird. Für quadratische Statikmatrizen ergibt sich das statische RGA schließlich zu

$$RGA = K_s \circ (K_s^{-1})^T, \quad (3.4)$$

wobei \circ eine elementweise Multiplikation darstellt. Detaillierte Herleitungen der beschriebenen Gleichungen sind z. B. in Lunze (2014b) zu finden. Skogestad u. Postlethwaite (2005) stellen eine Möglichkeit vor, RGAs aus nichtquadratischen Statikmatrizen zu bestimmen.

Anschaulich gesprochen beschreibt ein RGA-Element den Einfluss eines Eingangs auf einen Ausgang und berücksichtigt dabei auch den Einfluss des Eingangs auf die anderen Ausgänge. Hat ein Eingang u_i einen großen Einfluss auf einen Ausgang y_j , spricht dies für einen hohen Matrixeintrag λ_{ij} . Hat der Eingang jedoch auch großen Einfluss auf andere Ausgänge, sinkt der Eintrag. Ein Vorteil des RGA ist, dass es skalierungsunabhängig ist, das System also nicht manuell skaliert werden muss. Die Summe aller Einträge in einer Zeile oder Spalte ergibt immer 1. Das optimale RGA stellt eine Einheitsmatrix dar. Eine 1 steht dabei für eine perfekte Kopplung und eine 0 für eine nicht vorhandene oder durch die

anderen Regelschleifen perfekt unterdrückbare Kopplung. Stell- und Regelgrößen sollten also möglichst so ausgewählt werden, dass sich näherungsweise eine Einheitsmatrix ergibt. Negative Werte weisen auf mögliche Instabilitäten hin und sind ein Indikator für zu vermeidende Kopplungen von Stell- und Regelgrößen. Ein System mit vielen hohen und negativen Einträgen deutet auf eine schwere Regelbarkeit hin. In diesem Fall sollte keine Regelung mit inversen Modellen oder Entkopplungsgliedern verwendet werden, weil nicht betrachtete oder nur angenäherte Modelleigenschaften große Auswirkungen haben können (Skogestad u. Postlethwaite, 2005). Eine quantifizierte Beurteilung von RGAs kann durch die RGA-Kennzahl (engl. RGA-number) geschehen. Diese ist mit den Einträgen des RGA λ_{ij} folgendermaßen definiert (Skogestad u. Postlethwaite, 2005):

$$\text{RGA-Kennzahl} = \sum_{i=j} |1 - \lambda_{ij}| + \sum_{i \neq j} |\lambda_{ij}| \quad (3.5)$$

Die RGA-Kennzahl einer Einheitsmatrix entspricht dementsprechend 0. RGA-Kennzahlen sind abhängig von der Dimension der Matrizen und können daher nur bei gleicher Dimension direkt miteinander verglichen werden. Ist die Kennzahl kleiner als die Dimension der Matrix, sind die Wechselwirkungen nicht dominant.

RGAs lassen sich auch frequenzabhängig berechnen, um Kopplungen für unterschiedlich schnell ablaufende Prozesse zu analysieren und somit dynamische Einflüsse zu berücksichtigen. Die Betrachtung der Dynamik ist sinnvoll, weil beispielsweise die Reaktion einer Regelgröße auf eine Stellgrößenänderung sehr langsam sein kann, die Größen aber trotzdem eine hohe statische Abhängigkeit haben können. Eine sich aus dem statischen RGA ergebende sinnvoll erscheinende Kopplung zwischen einer Stell- und einer Regelgröße kann durch eine träge Dynamik unzuweckmäßig sein. In dieser Arbeit werden punktuell dynamische RGAs betrachtet. Dazu wird eine Sinusschwingung mit kleiner Amplitude und Frequenz f auf jeweils eine Stellgröße gegeben. Die sich ergebenden Amplituden der Antworten der Regelgrößen ergeben dann eine Matrix $K(f)$, aus der analog zu Gleichung 3.4 das RGA für die Frequenz f bestimmt werden kann.

Untersuchung der Zweiverdampfer-Laboranlage

Ein RGA ist genau wie das linearisierte Modell immer nur für einen Betriebspunkt gültig. Für eine systematische Untersuchung ist die Betrachtung diverser Betriebspunkte sinnvoll, um die Nichtlinearität abzubilden. Grundsätzlich lassen sich Betriebspunkte danach unterscheiden, welcher Verdampfer auf dem höheren Temperaturniveau agiert und welcher die höhere Leistung überträgt. Da in der zuerst betrachteten Zweiverdampferanlage beide Verdampfer gleich dimensioniert sind, genügt es wegen der Symmetrie drei Szenarien zu betrachten. Im ersten Szenario werden beide Verdampfer bei gleichen Temperaturbedingungen und gleicher Leistung betrieben, es gilt also $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$ und $T_1 = T_2$. In den beiden

anderen überträgt Verdampfer 1 immer die höhere Leistung. Für die Unterscheidung der Temperaturniveaus sind die Solltemperaturen der Sekundärfluide am jeweiligen Verdampferaustritt entscheidend. Die beiden Szenarien mit sich unterscheidender Kälteleistung sind dementsprechend $T_1 > T_2$ und $T_1 < T_2$.

Innerhalb der Szenarien können sich die Betriebspunkte durch eine Vielzahl verschiedener Betriebsbedingungen unterscheiden. Zur systematischen Untersuchung innerhalb eines Szenarios werden vier Charakteristika ausgewählt, die den Betriebspunkt maßgeblich beschreiben:

- Gesamtkälteleistung $\dot{Q} = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$
- Überhitzung im Mischzustand vor dem Verdichter T_{sh}
- Leistungsaufteilung zwischen den Verdampfern \dot{Q}_1/\dot{Q}
- Temperaturdifferenz zwischen den Sekundärfluiden am Austritt der Verdampfer $T_1 - T_2$

Für das erste, symmetrische Szenario sind die Leistungsaufteilung und die Temperaturdifferenz festgelegt. Die Einflüsse der Charakteristika auf das Betriebsverhalten sollen mit Hilfe des validierten Kreislaufmodells durch Simulationen bestimmt werden. Hierzu wird ein statistischer Versuchsplan verwendet. Werden alle möglichen Kombinationen der Charakteristika, in der statistischen Versuchsplanung Faktoren genannt, berechnet, wird von einem vollfaktoriellen Versuchsplan gesprochen (Siebertz u. a., 2010). Die Anzahl der notwendigen Simulationen pro Szenario ergibt sich bei vier Faktoren und gewählten drei Stufen pro Faktor zu $3^4 = 81$. Die Stufen der Faktoren und die restlichen Betriebsbedingungen sind in Anhang D aufgeführt. Der Betriebspunkt, an dem sich alle Faktoren auf ihrer mittleren Stufe befinden, wird als Nominalbetriebspunkt gewählt. Im Szenario $T_1 > T_2$ bedeutet dies z.B. eine Gesamtkälteleistung von $\dot{Q} = 4,8 \text{ kW}$, eine Überhitzung von $T_{sh} = 10 \text{ K}$, eine Leistungsaufteilung von $\dot{Q}_1/\dot{Q} = 70 \%$ und eine Temperaturdifferenz von $T_1 - T_2 = 7,5 \text{ K}$.

Zunächst werden nicht alle Ergebnisse der gesamten Versuchspläne jedes Szenarios in der Analyse berücksichtigt, sondern lediglich die Nominalbetriebspunkte jedes Szenarios. Die Auswertung der Simulationsergebnisse eines kompletten Versuchsplans folgt ab Abschnitt 3.2. Anhand der Ergebnisse der Nominalbetriebspunkte lassen sich wichtige Muster in den Kopplungen der Stell- und Regelgrößen erkennen.

RGAs für die Nominalbetriebspunkte der drei Szenarien im Kühlmodus sind in Tabelle 3.1 (a)-(c) dargestellt. Tabelle 3.1a zeigt die Kopplungen für das symmetrische Szenario $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2$ und $T_1 = T_2$. Dementsprechend ist auch die Matrix symmetrisch. Die optimalen Kopplungen für diesen Betriebsfall liegen auf der Hauptdiagonalen. Die Ventilquerschnitte A_1 und A_2 zeigen den größten Effekt auf die Kälteleistungen in ihrem jeweils

	A_1	A_2	n
T_1	0,68	0,02	0,3
T_2	0,02	0,68	0,3
T_{sh}	0,3	0,3	0,4
(a) $\dot{Q}_1 = \dot{Q}_2, T_1 = T_2$ RGA-Kennzahl: 2, 5			

	A_1	A_2	n
T_1	0,02	0,06	0,93
T_2	0	0,94	0,06
T_{sh}	0,98	0	0,01
(b) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 < T_2$ RGA-Kennzahl: 0, 3			

	A_1	A_2	n
T_1	0,86	0	0,15
T_2	0,11	0,08	0,81
T_{sh}	0,03	0,92	0,04
(c) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 > T_2$ RGA-Kennzahl: 0, 8			

	A_1	A_2	n
T_1	0,53	-0,01	0,48
T_2	0	0,94	0,06
T_{sh}	0,47	0,07	0,46
(d) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 < T_2$, geringere Leistung RGA-Kennzahl: 2, 2			

Tabelle 3.1: Relative Gain Arrays an verschiedenen Betriebspunkten im Klimatisierungsmodus. Sinnvolle Kopplungen von Stell- und Regelgrößen sind fett markiert. Zugrunde liegende Rand- und Betriebsbedingungen der Simulationen sind in Anhang D aufgeführt.

zugehörigen Verdampfer, aber kaum auf die Leistung des anderen. Die Verdichterdrehzahl n hat auf alle drei Regelgrößen einen ähnlich hohen Einfluss. Bei Verwendung von Eingrößenreglern würden deutliche Wechselwirkungen existieren, da die Nebenelemente mit Werten von 0,3 nicht viel kleiner als die Werte auf der Hauptdiagonalen sind. Die anderen Nebenelemente mit Werten von 0,02 bedeuten nicht, dass die jeweilige Stellgröße (z. B. A_1) keinen Einfluss auf die jeweilige Stellgröße (z. B. T_2) hat. Allerdings würden die beiden geschlossenen Regelschleifen mit den Stell-Regelgrößenpaarungen $A_1 \rightarrow T_1$ und $A_2 \rightarrow T_2$ zu keinen Wechselwirkungen führen.

In Tabelle 3.1b ist ein asymmetrisches Szenario aufgeführt. Verdampfer 1 überträgt eine höhere Leistung als Verdampfer 2 und muss diese auf einem geringeren Temperaturniveau bereitstellen, da der Sollwert für die Sekundärfluidtemperatur T_1 kleiner ist als der für die Sekundärfluidtemperatur T_2 . Ein beispielhafter Temperaturverlauf in den Verdampfern ist für dieses Szenario in Abbildung 3.2 dargestellt. Es ist zu sehen, dass das Kältemittel in Verdampfer 2 früh überhitzt und der Verdampfer dementsprechend schlecht ausgenutzt wird. Das Kältemittel im anderen Verdampfer überhitzt nicht bzw. befindet sich noch im Zweiphasengebiet. Die Temperatur $T_{w,1}$ des Sekundärfluids nähert sich der Kälte-

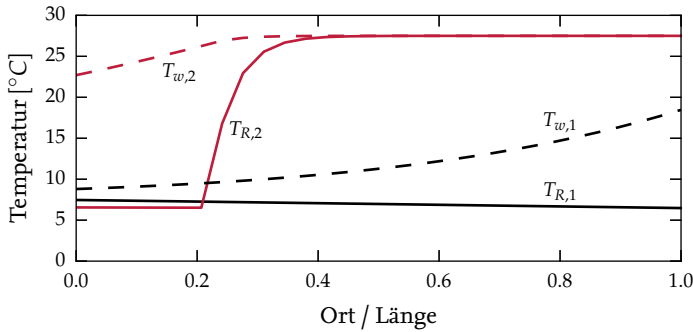


Abbildung 3.2: Beispielhafter Temperaturverlauf von Kältemittel und Sekundärfluid in beiden Verdampfern bei verschiedenen Solltemperaturen T_1 und T_2 im Gegenstrombetrieb. $T_{R,1}$ und $T_{R,2}$ sind die jeweiligen Kältemitteltemperaturen, $T_{w,1}$ und $T_{w,2}$ die Sekundärfluidtemperaturen. Die Verdampfungsdrücke können durch unterschiedliche Druckverluste voneinander abweichen.

mitteltemperatur $T_{R,1}$ an. Verdampfer 1 definiert das Druckniveau, da er eine geringere Temperatur einstellt. Der Verdichter, der für den Druckhub verantwortlich ist, besitzt daher einen deutlich höheren Einfluss auf T_1 als auf T_2 . Das EXV 1 hat ebenfalls einen hohen Einfluss auf den Niederdruck und außerdem auf den dominierenden Massenstrom des Verdampfers 1. Beides korreliert mit der Überhitzung, sodass sich eine klare Kopplung zwischen A_1 und T_{sh} ergibt. A_2 hingegen hat kaum Einfluss auf den Niederdruck und ist somit mit T_2 gekoppelt.

Tabelle 3.1c gilt für den Fall, dass T_1 größer als T_2 ist. Die vorgeschlagenen Kopplungen sind dadurch andere als in Szenario (b). Bei beiden RGAs wird die Temperatur mit dem kleineren Sollwert an die Drehzahl gekoppelt. Dies ist darauf zurück zu führen, dass die geringere Temperatur den notwendigen Niederdruck definiert und der Verdichter für den Druckhub sorgt. Das EXV im Pfad mit dem kleineren Sollwert wird mit der Überhitzung gekoppelt. Dies hat den Grund, dass dieses EXV einen höheren Einfluss auf den Niederdruck hat und dieser aufgrund der Kopplung mit der Verdampfungstemperatur mit der Überhitzung korreliert. Das verbleibende EXV wird mit der anderen Temperatur gekoppelt.

Tabelle 3.1d zeigt das gleiche Szenario wie (b), aber nicht im Nominalbetriebspunkt, und ist hier dargestellt, um zu zeigen, dass auch innerhalb eines Szenarios Nichtlinearitäten existieren. Die Kopplungen ändern sich durch eine geringere Kälteleistung. Da EXV 1 und der Verdichter beide Einfluss auf Niederdruck und Massenstrom haben, sind die

Kopplungen nicht eindeutig. Lediglich der Zusammenhang zwischen A_2 und T_2 bleibt bestehen. Die RGA-Kennzahl liegt aufgrund der nicht eindeutigen Kopplungen deutlich höher als in (b).

In Tabelle 3.2 werden zwei dynamische RGAs der Betriebspunkte (b) und (d) aus Tabelle 3.1 bei einer Frequenz von 0,2 Hz dargestellt. Die dynamischen RGAs zeigen keine grundlegend verschiedenen Zusammenhänge, aber stärkere Kopplungen zwischen den Regelschleifen. Für andere, nicht dargestellte, Frequenzen im untersuchten Bereich von 0,05 bis 1 Hz weichen die Ergebnisse nicht merklich von den hier gezeigten ab. Die restlichen Untersuchungen in diesem Abschnitt befassen sich aufgrund der ähnlichen Zusammenhänge zwischen statischen und dynamischen Ergebnissen nur mit statischen RGAs. Es muss jedoch beachtet werden, dass eine Kopplung im dynamischen Betrieb nicht so eindeutig sein muss, wie es die statischen Zusammenhänge zeigen.

	A_1	A_2	n		A_1	A_2	n
T_1	0,31	0,06	0,64		T_1	0,47	0,55
T_2	0,02	0,83	0,15		T_2	0,2	0,76
T_{sh}	0,67	0,11	0,22		T_{sh}	0,32	0,41
(b) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 < T_2$ RGA-Kennzahl: 1,7				(d) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 < T_2$, geringere Leistung RGA-Kennzahl: 2,8			

Tabelle 3.2: Dynamische Relative Gain Arrays ($f = 0,2\text{ Hz}$) an den zwei Betriebspunkten (b) und (d) aus Tabelle 3.1. Die RGAs zeigen ähnliche Zusammenhänge wie die zugehörigen statischen RGAs; die Regelschleifen sind jedoch stärker miteinander gekoppelt.

Für alle bisher betrachteten vier Betriebspunkte gilt, dass sie vermutlich mit Eingrößen-reglern geregelt werden können. Dafür spricht, dass die Matrizeneinträge bis auf eine Ausnahme zwischen null und eins liegen. Daher liegen auch die RGA-Kennzahlen unter der Dimension der Matrix.

Tabelle 3.3 zeigt zwei RGAs für den Wärmepumpenfall. Statt T_2 ist die Austrittstemperatur des hochdruckseitigen Sekundärfluids T_{vf} die dritte Regelgröße. T_1 soll weiterhin geregelt werden, da die Wärmeaufnahme aus einer Quelle meistens durch die Dimensionierung oder Betriebsbedingungen begrenzt ist. In den beiden dargestellten Betriebspunkten ergeben sich wieder unterschiedliche Kopplungen, je nachdem ob T_1 oder T_2 größer ist. Dies ist in diesem Fall problematisch, da sich T_2 aus den Betriebsbedingungen ergibt und nicht geregelt wird. Aus dem Sekundärfluid des Verdampfers 2 wird also so viel Wärme aufgenommen, wie zum Heizen benötigt wird. Die Fallunterscheidung ist dennoch

	A_1	A_2	n
T_1	0,01	0,67	0,31
T_{vf}	0	0,39	0,61
T_{sh}	0,98	-0,06	0,08

(a) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 < T_2$
RGA-Kennzahl: 1,6

	A_1	A_2	n
T_1	1,03	0,04	-0,07
T_{vf}	-0,08	0,21	0,87
T_{sh}	0,05	0,75	0,2

(b) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2, T_1 > T_2$
RGA-Kennzahl: 1,1

Tabelle 3.3: Relative Gain Arrays an zwei Betriebspunkten im Wärmepumpenmodus. Sinnvolle Kopplungen von Stell- und Regelgrößen sind fett markiert. Die vorgeschlagene Kopplung ist abhängig davon, welcher Verdampfer den Niederdruck definiert.

ähnlich der für den Kühlfall, auch in hier nicht aufgeführten Betriebspunkten. Die weiteren Untersuchungen konzentrieren sich daher auf den Kühlfall.

Die RGAs zeigen, dass sich die Kopplungen der Stell- und Regelgrößen je nach Betriebsweise und Betriebspunkt stark unterscheiden. Anlagen, die in verschiedenen Modi betrieben werden oder stark variierenden Betriebsbedingungen ausgesetzt sind, benötigen daher fortschrittliche Regelkonzepte. Dies kann ein Mehrgrößenregler sein oder ein Regelkonzept, das zwischen verschiedenen einschleifigen Regelschleifen umschaltet und die Schleifen entkoppelt. Ein Konzept zur Überhitzungsregelung, das Kopplungen reduziert, wird in Kapitel 4 vorgestellt. Sinnvolle Kopplungen für Eingrößenregler lassen sich direkt aus den RGAs ablesen. Im Folgenden werden RGAs für weitere übliche Anlagenkonfigurationen betrachtet, um auch für diese Aussagen treffen zu können.

Erweiterung auf dritten Verdampfer

Um Aussagen über Anlagen mit mehr als zwei Verdampfern zu treffen, wird das Modell der Laboranlage um einen dritten, gleich dimensionierten Verdampfer und ein zugehöriges EXV erweitert (s. Erweiterung A in Abbildung 3.1).

Tabelle 3.4 zeigt ein beispielhaftes RGA für das Dreiverdampfersystem. Wie beim Zweiverdampfersystem wird die Drehzahl mit der Temperatur mit dem geringsten Sollwert gekoppelt. Das EXV in diesem Pfad wird mit der Überhitzung gekoppelt und die beiden anderen EXVs mit den verbleibenden Temperaturen im jeweiligen Pfad. Auch in anderen Betriebspunkten ergeben sich zu den Ergebnissen des Zweiverdampfers analoge Zusammenhänge. Die weiteren Untersuchungen beziehen sich daher wieder auf das Zweiverdampfersystem.

	A_1	A_2	A_3	n
T_1	0,22	0,04	0,03	0,72
T_2	0	0,93	0	0,06
T_3	0	0	0,96	0,04
T_{sh}	0,79	0,02	0,02	0,17

Tabelle 3.4: Relative Gain Array für eine Anlage mit drei Verdampfern. Sinnvolle Kopplungen von Stell- und Regelgrößen sind fett markiert. Erkenntnisse aus der Untersuchung der Zweiverdampferanlage lassen sich übertragen. $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2 > \dot{Q}_3$, $T_1 < T_2 < T_3$

RGÄ-Kennzahl: 1,2

Erweiterung mit zusätzlichem EXV

In einigen Anwendungen kann es sinnvoll sein, die beiden Verdampfer mit unterschiedlichen Verdampfungsdrücken zu betreiben. Soll beispielsweise eine Batterie im E-Fahrzeug über eine Kühlplatte mit direkter Verdampfung gekühlt werden, muss die Verdampfungstemperatur höher als typische Temperaturen für die Innenraumklimatisierung liegen. Andernfalls gäbe es schädliche Temperaturgradienten in den Batteriezellen. Für diese Betriebsweise kann hinter den Verdampfer mit dem höheren Temperaturniveau ein weiteres EXV eingebaut werden (s. Erweiterung B in Abbildung 3.1). Durch diese Maßnahme kann eine weitere Größe geregelt werden, typischerweise der Verdampfungsdruck oder die Verdampfungstemperatur des höheren Druckniveaus. Eine sinnvolle Kopplung für diesen Fall ist in Tabelle 3.5 dargestellt. Es zeigt sich, dass der Querschnitt des zusätzlichen EXVs A_{2B} mit dem Niederdruck p_2 gekoppelt werden kann. Diese Kopplung ist unabhängig davon, welcher Verdampfer mehr Leistung überträgt. Sollte sich das Temperaturverhältnis umkehren, wäre ein weiteres EXV hinter Verdampfer 1 notwendig. Problematisch ist, dass unter Umständen der Sollwert der Sekundärfluidtemperatur nach Verdampfer 2, T_2 , beim geforderten Verdampfungsdruck nicht erreicht werden kann. Bei der vorgeschlagenen Kopplung würde in dem Fall das zweite EXV seinen Querschnitt A_2 bis zum Maximum öffnen. Die Sollwerte für T_2 und/oder p_2 müssen dementsprechend durch eine übergeordnete Logik gesetzt werden.

Alternativ kann auch die Überhitzung hinter Verdampfer 2 statt dem Verdampfungsdruck verwendet werden. Diese würde ebenfalls mit dem Querschnitt A_{2B} geregelt. Auch bei diesem Schema spielt der Sollwert für T_2 eine besondere Rolle. Wird zu viel Leistung gefordert, sinkt der Verdampfungsdruck unter den erforderlichen Wert ab. Welches Regelschema zu bevorzugen ist, hängt stark vom Anwendungsfall und der Dimensionierung ab.

	A_1	A_2	A_{2B}	n
T_1	0,01	0,02	0,03	0,94
T_2	0	0,72	0,23	0,05
T_{sh}	0,99	-0,01	0,01	0,01
p_2	0	0,27	0,73	0

Tabelle 3.5: Relative Gain Array für eine Anlage mit einem zusätzlichen EXV hinter einem Verdampfer. Sinnvolle Kopplungen von Stell- und Regelgrößen sind fett markiert. Das EXV ermöglicht die Regelung eines zweiten Niederdruckniveaus. $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2 >, T_1 < T_2$
RGA-Kennzahl: 1, 3

Stellglieder in den Sekundärkreisläufen

	A_1	A_2	n	\dot{V}_2		A_1	A_2	n	\dot{V}_1	\dot{V}_2
A_1	A_1	A_2	n	\dot{V}_2	T_{1c}	0	0	0	1	0
T_1	0	0,01	0,99	0	T_{2c}	0	0	0	0	1
T_{2c}	0	0	0	1	T_{sh}	0,98	-0,02	0,03	0	0
T_{sh}	1,01	-0,01	0	0	$T_{sh,2}$	-0,01	1,01	0	0	0
$T_{sh,2}$	-0,01	0,99	0,01	0	p_{vd}	0,02	0,01	0,97	0	0

(a) RGA-Kennzahl: 0, 1

(b) RGA-Kennzahl: 0, 2

Tabelle 3.6: Relative Gain Arrays für die Laboranlage mit (a) einer bzw. (b) zwei steuerbaren Pumpen. Die Regelgrößen T_{1c} und T_{2c} stellen die Temperaturen der an den Sekundärkreisläufen angebundenen Komponenten dar. Statt T_{sh} kann auch $T_{sh,1}$ als Regelgröße verwendet werden.

Neben den bekannten Stellgrößen des Kältekreislaufs können auch Stellgrößen in den Sekundärkreisläufen verfügbar sein. Ein typisches Stellglied ist eine steuerbare Pumpe, die den Volumenstrom eines Sekundärfluids variieren kann. Der Volumenstrom ist nicht immer zur Regelung des Kältekreislaufs verwendbar, er kann auch durch eine Anforderung der zu kühlenden Komponente festgelegt sein (vgl. Abschnitt 3.5). Steht der Volumenstrom als freie Stellgröße zur Regelung zur Verfügung, wird nicht mehr die Austrittstemperatur des Sekundärfluids in dem Pfad (hier T_2) geregelt, sondern direkt die Temperatur der zu kühlenden Komponente. Hier wird statt einer definierten Komponente ein Fluid-

volumen (Temperatur T_{2C}) verwendet. Als zusätzliche, vierte Regelgröße lässt sich die Überhitzung hinter Verdampfer 2, $T_{sh,2}$, auswählen, die sich in den vorherigen Szenarien aus den Betriebsbedingungen ergeben hat.

Tabelle 3.6a zeigt ein RGA für die Laboranlage mit einem variablen Volumenstrom im zweiten Sekundärkreislauf. Der Betriebspunkt ist der gewählte Nominalbetriebspunkt (s. Tabelle 3.1b). Es ist zu sehen, dass die steuerbare Pumpe die einzelnen Regelschleifen entkoppelt, die RGA-Kennzahl sinkt auf 0, 1. Der Volumenstrom wird zur Regelung der Temperatur T_{2C} empfohlen. Zu beachten ist, dass der Volumenstrom nur einen indirekten Einfluss auf den Kältekreis hat. Soll beispielsweise T_{2C} abgesenkt werden, wird der Volumenstrom erhöht. Diese führt zu einer steigenden Überhitzung $T_{sh,2}$. Diese wird dann wieder durch die Stellglieder des Kältekreislaufs ausgeglichen. Diese Wirkungskette hat jedoch Grenzen. Wenn beispielsweise die Kältemittelaustrittstemperatur des Verdampfers die Eintrittstemperatur des Sekundärfluids erreicht, wird die Überhitzung $T_{sh,2}$ durch Erhöhung des Volumenstroms nicht weiter angehoben. In einem symmetrischen System mit unendlich großen Verdampfern ist dies der Fall, wenn die Sekundärfluidtemperatur von Verdampfer 2, T_2 , diejenige von Verdampfer 1, T_1 , erreicht. T_2 kann dann, weil der Niederdruck nicht weiter sinkt, bei dem vorgeschlagenen Regelschema nie unter T_1 fallen, obwohl die Dimensionierung des Systems dies erlaubt. Bei endlich großen oder nicht baugleichen Verdampfern existiert ebenso eine Grenze, diese hängt von den Wärmeübertragern und den Temperaturverläufen ihrer Fluide ab. Soll T_2 unter diese Grenze fallen, funktioniert die indirekte Leistungsregelung nicht mehr. Da der Volumenstrom auf keine andere Regelgröße einen ausreichenden Einfluss hat, muss auf ein Regelschema ohne steuerbare Pumpe umgestellt werden.

Eine weitere Stellgröße kann vorhanden sein, wenn auch die Pumpe im anderen Sekundärkreislauf steuerbar ist (s. Tabelle 3.6b). Ergibt sich aus den Anforderungen an die Anlage keine weitere Regelgröße, kann diese frei gewählt werden. Eine Variante wäre, den benötigten Verdampfungsdruck p_{vd} über die Verdichterdrehzahl zu regeln. Ist der notwendige Verdampfungsdruck bekannt, können die Solltemperaturen durch Steuerung der Pumpen immer erreicht werden. Der Vorteil eines solchen Schemas ist die angesprochene Entkopplung der Regelschleifen und die Möglichkeit, dezentrale Regler zu verwenden. Eine Einheit aus Expansionsventil und Verdampfer kann ihre Überhitzung und ihre Leistung bzw. Temperatur einstellen, ohne mit der Verdichterregelung verbunden zu sein. In örtlich verteilten Systemen, wie Supermarktkälteanlagen, stellt dies einen Vorteil dar und wird typischerweise so umgesetzt.

3.2 Betrachtung der Nichtlinearität

In Abschnitt 3.1 deutet sich an, dass sich die statischen Zusammenhänge nicht nur in den einzelnen Szenarien ($T_1 > T_2$, $T_1 < T_2$, $T_1 = T_2$) unterscheiden. Auch innerhalb der Szenarien kann das System nicht als linear betrachtet werden. Es stellt sich die Frage, wie nichtlinear Parallelverdampfersysteme sind und ob sie von mehreren Betriebspunktcharakteristika nichtlinear abhängig sind. Im Folgenden werden daher die Ergebnisse des kompletten vollfaktoriellen Versuchsplans innerhalb des Szenarios $T_1 < T_2$ genauer untersucht. RGAs sind kein geeignetes Werkzeug für diese tiefergehende Analyse. Sie geben zwar einen schnell erfassbaren Überblick über die statischen Kopplungen, verbergen aber auch Zusammenhänge (Häggbloom, 1995). Ein Matrixeintrag von 0 bedeutet, wie bereits beschrieben, beispielsweise nicht, dass die Stellgröße keinen statischen Einfluss auf die Regelgröße hat, sondern lediglich, dass der Einfluss durch die anderen Regelschleifen unterdrückbar ist.

In Abschnitt 3.1 sind vier Größen aufgeführt, die Betriebspunkte maßgeblich charakterisieren. Eine Möglichkeit, die Einflüsse dieser Charakteristika zu quantifizieren, besteht darin, die statischen Verstärkungen zwischen Stell- und Regelgrößen an verschiedenen Betriebspunkten zu bestimmen. Verschiedene Statikmatrizen an unterschiedlichen Betriebspunkten bedeuten ein nichtlineares Systemverhalten. Die statischen Verstärkungen sind außerdem maßgeblich für die Auslegung von Reglern. Durch geeignete Betrachtung der Daten, also durch eine explorative Datenanalyse, können Gesetzmäßigkeiten abgeleitet werden. In Abbildung 3.3 sind in Punktdiagrammen statische Verstärkungen in Abhängigkeit der vier gewählten Betriebspunktcharakteristika dargestellt. Die betrachteten statischen Verstärkungen sind diejenigen, die sich aus der RGA-Analyse als sinnvoll ergeben haben. Eine horizontale Linie bedeutet dabei einen linearen Zusammenhang und somit auch die Möglichkeit, lineare Regler über mehrere Betriebspunkte einzusetzen.

In der ersten Zeile ist die Verstärkung zwischen Ventilquerschnitt A_1 und Überhitzung T_{sh} dargestellt. Das erste Diagramm der Zeile zeigt, dass die Verstärkung bei hoher Kälteleistung größer ist. Dementsprechend hat die gleiche Änderung des Ventilquerschnitts bei hoher Leistung mehr Einfluss auf die Überhitzung als bei kleiner Leistung. Bei kleinen Leistungen können die Verdampfer der Laboranlage wegen der hohen Wärmeübertragungskoeffizienten als nahezu unendlich groß interpretiert werden. Eine Änderung der Ventilquerschnitte ändert die Austrittstemperaturen und den Niederdruck dadurch kaum. Die statischen Verstärkungen sind bei kleinen Leistungen dementsprechend gering. Bei der höchsten betrachteten Leistung ist die Verstärkung ein wenig kleiner als im mittleren Betriebspunkt. Bei hoher Leistung ändert sich der Niederdruck stark, was für eine hohe Verstärkung spricht. Allerdings kann der Verdichter nah seiner Maximalleistung auch bei

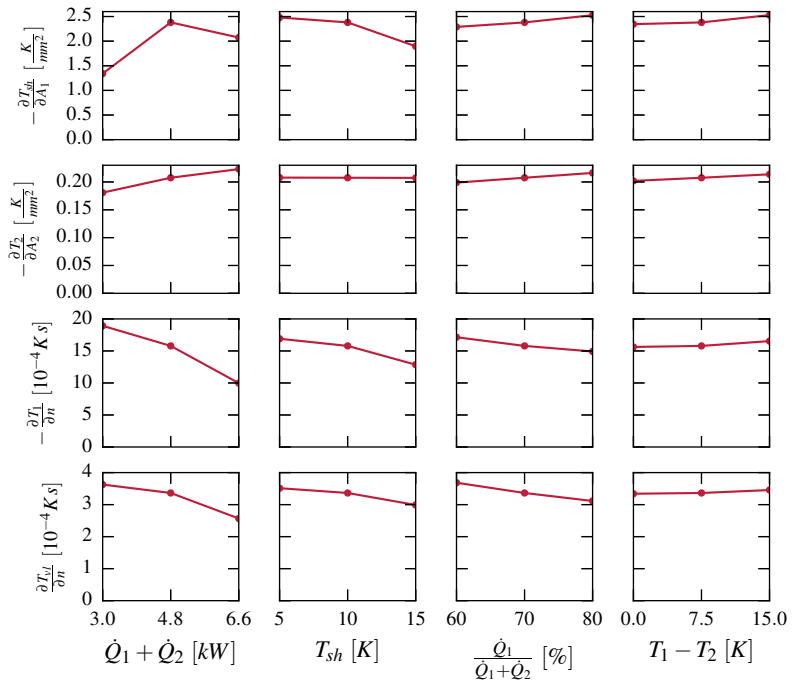


Abbildung 3.3: Statische Verstärkungen an verschiedenen Betriebspunkten des vollfaktoriellen Versuchsplans. Variiert sind jeweils die Gesamtkälteleistung, die Überhitzung, die Aufteilung der Kälteleistung und die Temperaturdifferenz zwischen den Austrittstemperaturen der Sekundärfluide.

sich änderndem Druck keine großen Veränderungen des Massenstroms mehr bewirken. Dadurch sinkt die statische Verstärkung bei hoher Leistung.

Die Verstärkung $\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ sinkt mit der Überhitzung. Die Überhitzung ist gleichzeitig die Regelgröße, die über diese Verstärkung eingestellt werden soll. Eine Abhängigkeit von der eigenen Regelgröße ist besonders herausfordernd. Wird die Überhitzung durch eine Störung angehoben, hat das Ventil beim Ausgleich der Störung durch eine Querschnittserweiterung keinen gleichbleibenden Einfluss auf die Überhitzung. Ein Unterschwingen ist bei Nichtberücksichtigung dieses Zusammenhangs wahrscheinlich, weil die Verstärkung beim Verringern der Überhitzung zunimmt. Die Verstärkung nimmt mit dem Anteil von Verdampfer 1 an der Kälteleistung leicht zu. Je höher der Anteil der Kälteleistung ist, desto dominanter ist der Verdampferpfad und desto höher ist auch der Einfluss des Ventils in diesem Pfad. Die Temperaturdifferenz zwischen den Solltemperaturen hat kaum einen Einfluss auf die Verstärkung.

Die zweite Zeile zeigt die Verstärkung zwischen dem anderen Ventilquerschnitt A_2 und der Leistung des zugehörigen Verdampfers, die durch die Sekundärfluidtemperatur T_2 beschrieben wird. Die statische Verstärkung wird lediglich durch die Gesamtkälteleistung beeinflusst. Wie beim anderen Ventil steigt der Effekt einer Querschnittsänderung mit steigender Leistung an. Die Abhängigkeit ist relativ gering und kann daher zumindest für das dargestellte Szenario als näherungsweise linear betrachtet werden.

In der dritten und vierten Zeile sind Verstärkungen für die Leistungsregelung über die Verdichterdrehzahl aufgetragen. Die Sekundärfluidtemperatur des ersten Verdampfers T_1 wird im Kühlmodus als Regelgröße verwendet, die Sekundärfluidtemperatur des Verflüssigers T_{vf} im Wärmepumpenmodus. Beide Verstärkungen zeigen ähnliche Zusammenhänge. Bei steigender Kälteleistung sowie bei steigender Überhitzung nimmt die Wirkung einer Drehzahländerung auf die jeweilige Temperatur ab. Eine Erhöhung der Drehzahl des Verdichters erreicht bei hohen Drehzahlen keinen großen zusätzlichen Druckhub und Massenstrom mehr. Bei hohen Überhitzungen nimmt aufgrund der größeren Dichte die Verdichtereffizienz ab, wodurch der Verdichter auch weniger Wirkung erzielt. Ebenfalls nimmt die Verstärkung ab, wenn verhältnismäßig mehr Wärme über Verdampfer 1 übertragen wird. Die Temperaturdifferenz zwischen den Solltemperaturen selber hat, wie bei den anderen Verstärkungen auch, kaum Einfluss.

Die Beschreibung der Verstärkungen $\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ und $\frac{\partial T_1}{\partial n}$ (im Wärmepumpenfall äquivalent $\frac{\partial T_{vf}}{\partial n}$) ist demnach am komplexesten. Zur weiteren Untersuchung der Nichtlinearität dieser Verstärkungen werden Interaktionsplots verwendet. Diese zeigen die Veränderung der statischen Verstärkung bei gleichzeitiger Variation von zwei Betriebspunktcharakteristika.

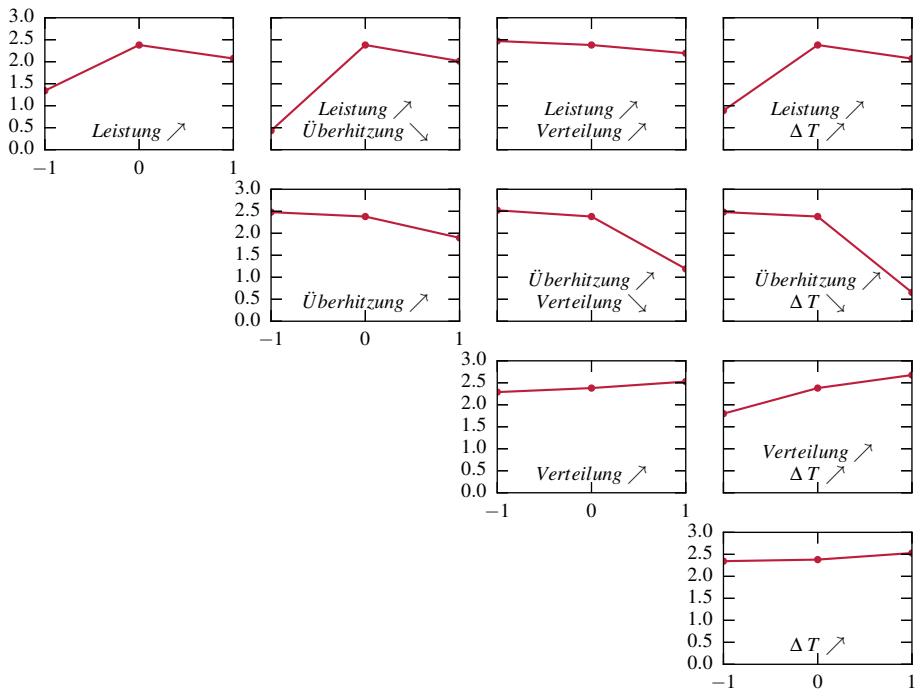


Abbildung 3.4: Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T}{\partial A_1} [\text{K/mm}^2]$ an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebspunktcharakteristika (Interaktionsplot). In den Plots oberhalb der Hauptdiagonalen wird jeweils die Stufe von zwei Charakteristika variiert. Ein aufsteigender Pfeil bedeutet eine Steigerung der Größe über der x-Achse.

Abbildung 3.4 zeigt den Interaktionsplot für $\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$. Auf der Hauptdiagonalen sind erneut die statischen Verstärkungen aus Abbildung 3.3 aufgetragen. Der mittlere Datenpunkt gilt dabei für den Nominalbetriebspunkt. Die anderen Diagramme zeigen die Kombination der jeweils vertikal und horizontal aufgetragenen Betriebspunktcharakteristika. Im zweiten Diagramm der ersten Zeile wird zum Beispiel eine gleichzeitige Änderung der Kälteleistung und der Überhitzung betrachtet. Der mittlere Datenpunkt gilt wiederum für den Nominalbetriebspunkt. Am Datenpunkt an der Stelle 1 auf der x-Achse ist die Kälteleistung der Anlage auf der hohen Stufe des Versuchsplans und die Überhitzung auf der niedrigen. Die Richtung der Änderung der Betriebspunktcharakteristika zeigen die Pfeile neben den Beschriftungen. An der Stelle -1 ist dementsprechend die Kälteleistung geringer und die Überhitzung höher. Zusätzlich ließen sich auch noch zwei weitere Datenpunkte eintragen, nämlich die zwischen denen beide Charakteristika gemeinsam steigen oder sinken. Hier, wie auch in den anderen Plots, ist immer die Paarung mit der größten Variation aufgetragen.

Bei Variation der Kälteleistung und der Überhitzung ist die Änderung der statischen Verstärkung höher als die Summe der Änderungen durch die einzelnen Einflüsse. Die Nichtlinearität erreicht also eine neue Dimension, die nicht allein durch einzelne Einflüsse zu erklären ist. Auch die Variation der Leistungsverteilung und der Temperaturdifferenz in Kombination miteinander zeigt einen deutlich verstärkten nichtlinearen Zusammenhang. Obwohl beide Größen einzeln wenig Einfluss auf die statische Verstärkung haben, ist die Nichtlinearität durch die Kombination nicht mehr vernachlässigbar. Die Einflüsse der Überhitzung und Kälteleistung werden durch die Kombination mit der Temperaturdifferenz ebenfalls verstärkt.

Abbildung 3.5 zeigt die statischen Verstärkungen von allen 81 Betriebspunkten des vollfaktoriellen Versuchsplans, der auch Kombinationen von mehr als zwei sich ändernden Betriebspunktcharakteristika beinhaltet. Eingeteilt sind die Punkte nach den dominanten Charakteristika, der Kälteleistung und der Überhitzung. Es ist klar zu erkennen, dass die Nichtlinearität nicht nur durch diese beiden Größen beschreibbar ist. Dies gilt besonders für kleine Leistungen und hohe Überhitzungen. Der Faktor zwischen der kleinsten und größten statischen Verstärkung beträgt ca. 12. Zu beachten ist, dass noch weitere nicht betrachtete Charakteristika, wie die Temperatur des hochdruckseitigen Sekundärkreislaufs, existieren, die hier konstant gehalten sind. Außerdem erreicht der vollfaktorielle Plan nicht bei allen Charakteristika die minimalen und maximalen Werte, die die Kälteanlage erreichen kann. Eine weitere Spreizung der Punkte ist dadurch wahrscheinlich.

Abbildung 3.6 zeigt den Interaktionsplot für $\frac{\partial T_1}{\partial n}$. Auch hier verstärken sich die Einflüsse der Kälteleistung und der Überhitzung. Die Leistungsverteilung und die Temperaturdifferenz haben in Kombination mit anderen Betriebspunktcharakteristika einen relativ geringen

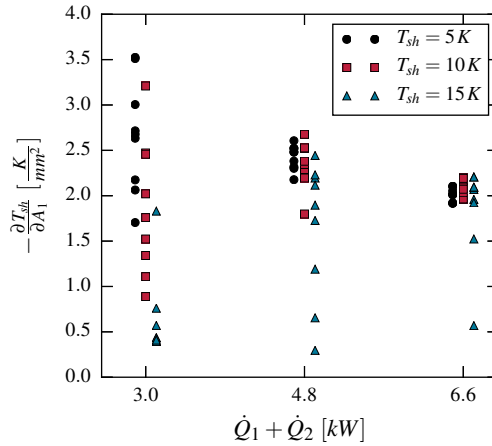


Abbildung 3.5: Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ an allen Betriebspunktcharakteristika des vollfaktoriellen Versuchsplans eines Szenarios (hier: $T_1 < T_2$). Bei hoher Überhitzung und geringer Leistung haben weitere Betriebspunktcharakteristika einen großen Einfluss.

Einfluss auf die statische Verstärkung. Lediglich bei kleiner Leistung und geringer Temperaturdifferenz zeigt sich eine Verstärkung. Die kleinste und größte Verstärkung weichen um Faktor 7 voneinander ab.

Zusammenfassend ergibt sich für die statische Verstärkung $\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ eine stark nichtlineare Abhängigkeit von allen vier betrachteten Betriebspunktcharakteristika. Ebenfalls nichtlineare Effekte wirken auf $\frac{\partial T_1}{\partial n}$, wobei hier nur die Gesamtkälteleistung und die Überhitzung eine starke Wirkung besitzen. Die Verstärkung $\frac{\partial T_2}{\partial A_2}$ ist näherungsweise konstant. Die genannten Verstärkungen sind die wichtigsten für das betrachtete Szenario, da sie sinnvolle Paarungen von Stell- und Regelgrößen darstellen. Die Querkopplungen im System, also beispielsweise die Verstärkung $\frac{\partial T_{sh}}{\partial n}$, wird ebenfalls nicht linear sein. Dies ist bei Regelkonzepten, die eine Entkopplung der einzelnen Regelschleifen zum Ziel haben, zu beachten.

3.3 Störgrößeneinfluss

Störeinflüsse können intern oder extern entstehen und auf den Kältekreislauf einwirken. Interne Störgrößen sind beispielsweise Änderungen einer Stellgröße, die sich auf andere Regelschleifen auswirken. Die Wechselwirkungen der einzelnen Stör- und Regelgrößen können – wie dargestellt – über die statischen Verstärkungen analysiert werden. Externe Störgrößen wirken durch die Sekundärfluide am Kältekreislauf, konkret durch Änderungen

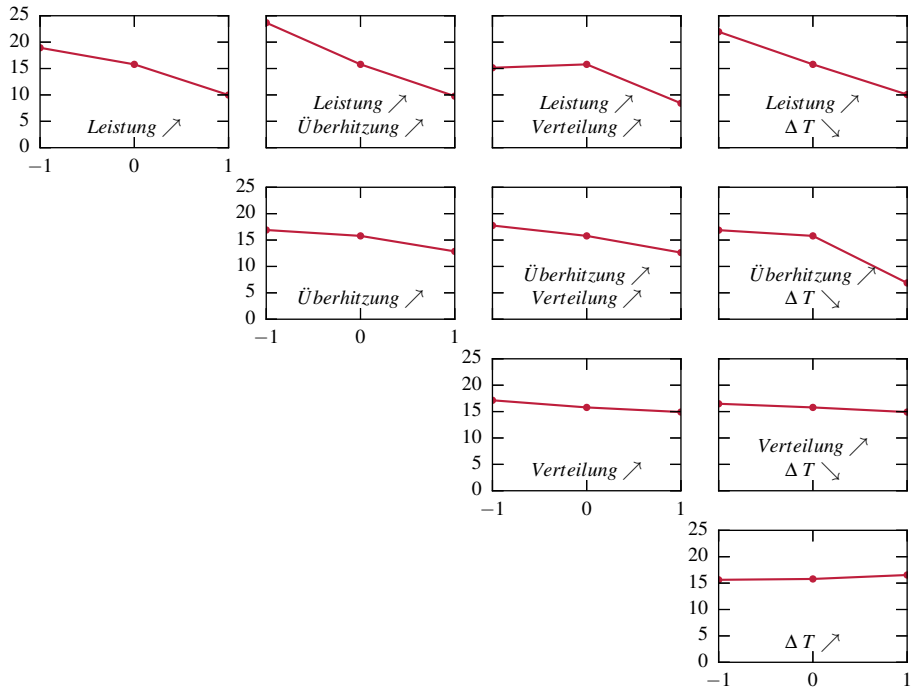


Abbildung 3.6: Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_1}{\partial n}$ [10^{-4} K s] an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebspunktcharakteristika (Interaktionsplot)

des Volumenstroms oder der Temperatur. Wie oft und stark ein Störeinfluss auftritt und ob er bei der Regelungsentwicklung beachtet werden muss, hängt von der Anlage bzw. Anwendung ab. In einem Fahrzeug wird der Luftmassenstrom am Außenwärmeübertrager beispielsweise von der Geschwindigkeit des Fahrzeugs bestimmt, während er in stationären Anlagen oftmals durch einen Lüfter konstant gehalten wird.

Es lässt sich bewerten, wie stark eine Größe von welchen Störungen beeinflusst wird. Dies wird für die Laboranlage anhand des nichtlinearen Modells untersucht, indem Störungen den Sekundärfluiden aufgeprägt werden. Die gewählten Störgrößen sind:

$$\begin{aligned} T_{w,1,ein}, T_{w,2,ein}, T_{w,vf,ein}: & \quad 2 \text{ K} \\ \dot{V}_{w,1}, \dot{V}_{w,2}, \dot{V}_{w,vf}: & \quad 0,5 \text{ l/min (10 \%)} \end{aligned}$$

Jeder der Störeinflüsse bewirkt eine Reaktion der Regelgrößen in Form einer statischen Abweichung vom Sollwert bei nicht aktiver Regelung. Um die Regelgrößen herauszufinden, die besonders von Störungen abhängen, können die Abweichungen durch die einzelnen Störgrößen für jede Regelgröße addiert werden.

Die statischen Abweichungen sind für sinnvolle Regelgrößen in Tabelle 3.7 für den Nominalbetriebspunkt aufgelistet. Die Temperaturen T_1 , T_2 und T_{vf} sind als bisher betrachtete Regelgrößen aufgeführt, sie reagieren am stärksten auf die Änderungen der jeweiligen Eintrittstemperatur des Sekundärfluids. Interessant ist außerdem die Betrachtung der übertragenen Wärmeströme, da diese auch relativ zum ungestörten Betrieb ausgedrückt werden können. \dot{Q}_1 weicht z.B. bei Einwirkung der definierten Störgrößen kumuliert um ca. 292 W ab, was 9% Abweichung vom Sollwert entspricht. Die Überhitzung weicht um ca. 17 K ab, die Unterkühlung lediglich um weniger als 1 K. Die Kälteleistung \dot{Q}_1 reagiert sensibler auf die Störungen als die Kälteleistung \dot{Q}_2 , da im Verdampfer 1 die Überhitzung klein ist und der Niederdruck maßgeblich von diesem Verdampfer definiert wird. Im Verdampfer 2 wird das Kältemittel durch die hohe Sekundärfluidtemperatur und die geringe Leistung im betrachteten Zustand bis zur Sekundärfluideintrittstemperatur erwärmt. Typische Störungen ändern dies nicht. Während die Leistungen um weniger als 10% der Sollwerte abweichen, ändert sich die Überhitzung in der Größenordnung typischer Sollwerte. Des Weiteren ist die Überhitzung, gemeinsam mit \dot{Q}_1 , von den meisten Störungen in relevanter Größenordnung abhängig. Dies bestätigt, dass die Überhitzung besonders sensibel auf Störungen reagiert (vgl. Abschnitt 1.1). Die Unterkühlung reagiert unsensibel auf die Störungen, da das Kältemittel immer als siedende Flüssigkeit in den Unterkühler eintritt und sich der Hochdruck durch die Charakteristik des Verflüssigers nur wenig ändert. Im Sekundärfluid des Unterkühlers ist außerdem keine Störgröße definiert.

Zusammengefasst wirken die Störeinflüsse am stärksten auf die übertragene Leistung am Verdampfer 1 und auf die Überhitzung. Werden die Abweichungen den Störgrößen zugeordnet, zeigt sich, dass beide Größen besonders sensibel auf Störungen im Sekundärfluid

	T_1 [K]	T_2 [K]	T_{vf} [K]	\dot{Q}_1 [W]	\dot{Q}_2 [W]	\dot{Q}_{vf} [W]	T_{sh} [K]	T_{sc} [K]
$T_{w,1, \text{ein}}$	1,5	0	0,1	146	−10	−103	6,2	0
$T_{w,2, \text{ein}}$	0	2	0	−3	13	−8	0,5	0
$T_{w,vf, \text{ein}}$	0,2	−0,1	2	−64	43	−11	−6,5	0,6
$\dot{V}_{w,1}$	0,8	0	0	78	−6	−54	3,4	0
$\dot{V}_{w,2}$	0	0,4	0	0	0	0	0	0
$\dot{V}_{w,vf}$	0	0	−0,1	−1	−1	2	0	0
$\sum i $	2,6	2,6	2,2	292 (9 %)	73 (5 %)	177 (3 %)	16,7	0,6

Tabelle 3.7: Statische Abweichungen der möglichen Regelgrößen bei den externen Störgrößen $T_{w,i, \text{ein}}$ und $\dot{V}_{w,i}$

des Verdampfers 1 ($T_{w,1, \text{ein}}$ und $\dot{V}_{w,1}$) sowie der Temperatur am Verflüssiger $\dot{V}_{w,1}$ reagieren. Ob diese Erkenntnisse für einen Regelungsentwurf betrachtet werden müssen, hängt – wie beschrieben – stark von der Anlage und außerdem davon ab, wie schnell sich die Störeinflüsse ändern. Konkret wird dies in Abschnitt 3.5 für das Thermomanagementsystem betrachtet.

3.4 Betrachtung der Dynamik

Regelschemata sind nur erfolversprechend, wenn die Regelgrößen ihre Sollwerte in zufriedenstellender Zeit (wieder-) erreichen. Eine statische Verstärkung beschreibt nur den Betrag einer Regelgrößenänderung, aber nicht den zeitlichen Verlauf. Ein Störeinfluss, ob von außen oder durch ein anderes Stellglied, kann unter Umständen schneller auf eine Regelgröße wirken, als das Stellglied sie ausgleichen kann. Es wird daher untersucht, wie schnell Regelgrößen auf Änderungen der Stellgrößen reagieren.

Das dynamische Verhalten eines Systems an einem Betriebspunkt kann mit der dynamischen Kopplungsmatrix K_d beschrieben werden. Diese beschreibt die zeitlichen Reaktionen der Regelgrößen auf Einheitssprünge der Stellgrößen. Die einzelnen Elemente der Matrix ergeben sich aus den i Sprungantworten $h_{ij}(t)$ der Regelgrößen auf die j Einheitssprünge und ihren Gewichtsfunktionen $g_{ij}(t) = \frac{dh_{ij}(t)}{dt}$ zu

$$k_{d,ij} = \frac{1}{k_{s,ij}^2} \int_0^\infty g_{ij}(t)^2 dt, \quad (3.6)$$

wobei $k_{s,ij}$ die statischen Verstärkungen auf die Einheitssprünge darstellen (Lunze, 2014b). Die dynamische Kopplungsmatrix lässt einen Vergleich der verschiedenen Elemente zu, die

Zahlenwerte lassen sich jedoch nur schwer physikalisch interpretieren. Daher werden die Matrixeinträge in Zeitkonstanten umgerechnet, die PT_1 -Glieder mit gleichem k_d besitzen würden. Die Sprungantwort eines äquivalenten PT_1 -Glieds und deren Gewichtsfunktion lauten

$$h_{\ddot{a}q}(t) = k_s \left(1 - e^{-\frac{t}{T_{\ddot{a}q}}} \right) \quad (3.7)$$

$$g_{\ddot{a}q}(t) = \frac{dh_{\ddot{a}q}(t)}{dt} = \frac{k_s}{T_{\ddot{a}q}} e^{-\frac{t}{T_{\ddot{a}q}}} \quad (3.8)$$

Eingesetzt in Gleichung 3.6 ergeben sich die Elemente der Kopplungsmatrix zu

$$k_{d,ij} = \frac{1}{T_{\ddot{a}q,ij}^2} \int_0^{\infty} e^{-\frac{2t}{T_{\ddot{a}q,ij}}} dt. \quad (3.9)$$

Durch Integration und Umstellen ergeben sich die äquivalenten Zeitkonstanten $T_{\ddot{a}q,ij}$ zu

$$T_{\ddot{a}q,ij} = \frac{1}{2k_{d,ij}}. \quad (3.10)$$

Durch die Verwendung von äquivalenten Zeitkonstanten ändern sich die Verhältnisse zwischen den Einträgen in der Kopplungsmatrix also nur in ihre Kehrwerte. Die Einträge lassen sich also weiterhin miteinander vergleichen. Der Nachteil der dynamischen Kopplungsmatrix ist, dass Totzeiten keinen Einfluss auf die Matrix haben. Die Verwendung der äquivalenten Zeitkonstante lässt jedoch eine Berücksichtigung der Totzeit T_T zu. Mit

$$T_{uy,ij} = T_{\ddot{a}q,ij} + T_{T,ij} \quad (3.11)$$

ergibt sich eine sinnvolle, vergleichbare Zeitkonstante zwischen Stellgröße u und Regelgröße y .

Das Simulationsmodell aus Abschnitt 2.4 kann die grundlegende Dynamik der Laboranlage abbilden, wie durch die Validierung gezeigt. Die Dynamik an verschiedenen Betriebspunkten exakt abzubilden ist aufgrund komplexer Effekte wie dem Kältemittelschlupf, also der verschiedenen Strömungsgeschwindigkeiten von Gas- und Flüssigphase, nur mit sehr hohem Aufwand möglich. Kaern u. Larsen (2011) zeigen, dass besonders der Niederdruck sensibel auf den Schlupf reagiert. An dieser Stelle werden daher zur genaueren Beschreibung gemessene Sprungantworten ausgewertet. Tabelle 3.8 zeigt die sich ergebende Kopplungsmatrix für zwei verschiedene, experimentell untersuchte Betriebspunkte, umgerechnet in äquivalente Zeitkonstanten. Die Betriebspunkte unterscheiden sich in ihrer Kälteleistung, Betriebspunkt (a) liegt in der Nähe des Nominalbetriebspunkts des Szenarios $T_1 < T_2$. Das zugehörige RGA ist in Tabelle 3.1b dargestellt. Die Reaktion der

Temperaturen T_1 und T_2 auf Stellgrößenänderungen ist mit Zeitkonstanten von maximal 5,6 s verhältnismäßig schnell. Die Reaktion von T_1 auf eine Drehzahländerung ist besonders schnell. Diese beiden Größen bilden eine aus den RGAs hervorgehende Paarung für eine Eingrößenregelung. Die kleine Zeitkonstante bestätigt diese Paarung, da sie eine schnelle Regelung ermöglicht und beispielsweise Störeinflüsse ausgleichen kann, bevor sie sich im System ausbreiten. Die Paarung von A_2 und T_2 bestätigt sich ebenfalls, auch wenn die Zeitkonstante etwas größer ist. Für die Reaktion von T_2 auf A_1 und n lässt sich keine exakte Berechnung der Zeitkonstante durchführen, da der statische Zusammenhang an diesem Betriebspunkt zu gering für eine seriöse Auswertung ist.

	A_1	A_2	n
T_1	5,6 s	4,4 s	1,7 s
T_2	<5 s	4,6 s	<5 s
T_{sh}	15,6 s	18,2 s	14,0 s

(a) $n = 3000\ 1/\text{min}$

	A_1	A_2	n
T_1	12,8 s	3,5 s	5,8 s
T_2	<5 s	3,4 s	<5 s
T_{sh}	14,8 s	18,5 s	17,2 s

(b) $n = 5500\ 1/\text{min}$

Tabelle 3.8: Kopplungsmatrix, umgerechnet in PT_1 -äquivalente Zeitkonstanten inkl. Totzeiten zwischen Stell- und Regelgrößen an zwei Betriebspunkten, bestimmt über Flächenauswertungen von experimentell bestimmten Sprungantworten. Der statische Zusammenhang zwischen A_1 bzw. n und T_2 ist in den Betriebspunkten zu gering, um messtechnisch eine genaue Zeitkonstante auszuwerten.

Die Überhitzung reagiert deutlich langsamer auf Störgrößenänderungen, wie die letzte Zeile der Tabelle zeigt. Sie ist an den Niederdruck gekoppelt, der sich nach einer Änderung im System erst langsam einstellt. Abbildung 3.7 zeigt den Zusammenhang zwischen der Änderung des Niederdrucks und der Überhitzung über der Zeit bei einem Sprung des Ventilquerschnitts A_1 . Die langsame Reaktion auf Stellgrößen ist ein Grund für die in vielen Anwendungen zu beobachtenden Schwingungen der Überhitzung (vgl. Kapitel 1).

Bei höherer Kälteleistung zeigt sich ein langsamerer Zusammenhang zwischen A_1 bzw. n und T_1 (s. Tabelle 3.8b). Die anderen Zeitkonstanten unterscheiden sich nur geringfügig.

Die dargestellten Zeitkonstanten beschreiben die unmittelbar folgenden Reaktionen der Regelgrößen auf Stellgrößenänderungen. Ein Kältekreislauf besitzt zusätzlich Kapazitäten, die deutlich höhere Zeitkonstanten besitzen. Eine Temperaturänderung des Kältemittels wirkt sich beispielsweise auf die Temperaturen des Gehäuses und der elektrischen Maschine des Verdichters aus. Diese haben wiederum Einfluss auf die Kältemittelntrittstemperatur in den Verflüssiger. Ebenso wirkt die Kältemittelmasse im Sammler als

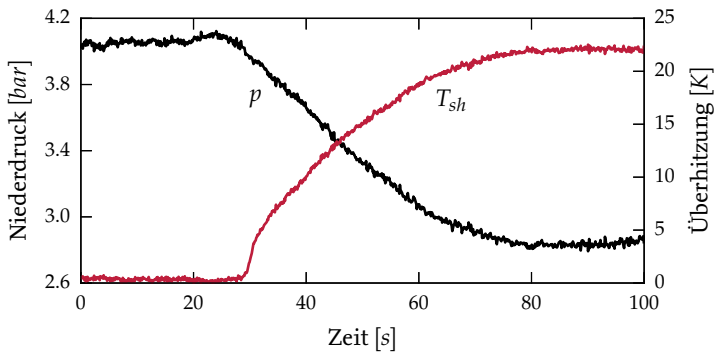


Abbildung 3.7: Gemessene Sprungantwort des Niederdrucks und der Überhitzung bei Änderung des Ventilquerschnitts A_1

Kapazität, die ihre Temperatur und ihren Dampfgehalt nur langsam ändert. Die Zeitkonstanten dieser Kapazitäten können durchaus Größenordnungen von 30 Minuten erreichen. Für die Regelungsentwicklung sind sie in den meisten Fällen nicht relevant, weil Störeinflüsse durch diese Dynamik von den Stellgliedern leicht ausgeglichen werden können. Die Zeitkonstanten zwischen Stell- und Regelgrößen sind schließlich deutlich geringer.

An vielen Betriebspunkten sind die Regelschleifen zur Temperaturregelung über den Verdichter und zur Überhitzungsregelung am stärksten miteinander gekoppelt (vgl. z.B. Tabelle 3.1). Die Zeitkonstanten dieser beiden Regelschleifen unterscheiden sich um etwa Faktor 10, sodass sich die statische Kopplung der Schleifen bei sinnvoller Auslegung der Regler weniger stark auswirkt. Ändert sich beispielsweise durch eine Störung im Sekundärfluidstrom die zu regelnde Temperatur, kann eine schnell ausgelegte Temperaturregelung den Störeinfluss eventuell ausgleichen, noch bevor er sich auf den Niederdruck und somit die Überhitzung auswirkt.

3.5 Analyse des Thermomanagementsystems

Die durch Messungen und Validierung gestützte regelungstechnische Analyse der Laboranlage soll im Folgenden auf das in Abschnitt 2.7 vorgestellte Thermomanagementsystem eines E-Fahrzeugs übertragen werden. Das Thermomanagementsystem ähnelt der Laboranlage hinsichtlich der grundsätzlichen Dimensionierung und der Verschaltung der Komponenten. Das modellierte Thermomanagementsystem ist eine um einen Wärmepumpenbetrieb und einen Chiller erweiterte typische PKW-Klimaanlage. Für die Analyse

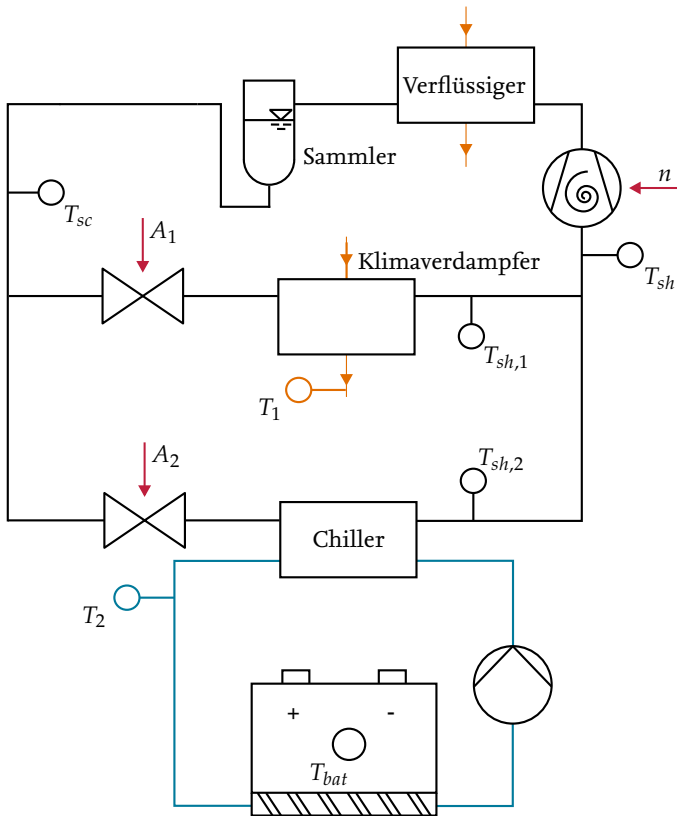


Abbildung 3.8: Simulationsmodell des Thermomanagementsystems mit Stell- und Regelgrößen im Kühlmodus

wird nur der Kühlbetrieb betrachtet, der Wärmepumpenbetrieb wird zur Effizienzbewertung im Kapitel 5 behandelt. Zum leichteren Verständnis werden daher in diesem Kapitel die Begriffe Klimaverdampfer und Verflüssiger für den Innenraum- bzw. Umgebungswärmeübertrager verwendet. Folgende Vorüberlegungen, die auf Unterschiede zwischen Laboranlage und Thermomanagementsystem eingehen, können schon vor der quantitativen Analyse angestellt werden:

1. Klimaverdampfer und Chiller verwenden unterschiedliche Sekundärfluide, haben eine andere Bauart und sind unterschiedlich dimensioniert. Die Abwärmeleistung der Batterie beträgt nur im Ausnahmefall über ein Kilowatt und ist somit geringer als die maximale Kälteleistung einer PKW-Klimaanlage. Der Plattenwärmeübertrager ist daher kleiner dimensioniert als der Flachrohrwärmeübertrager.
2. Die Wärmeübertragung im Klimaverdampfer und im Verflüssiger unterscheidet sich von der Wärmeübertragung der in der Laboranlage verwendeten Plattenwärmeübertrager. Statt des flüssigen Wasser-Glykol-Gemisches strömt Luft als Sekundärfluid durch die Flachrohrwärmeübertrager. Der sekundärseitige Wärmeübertragungskoeffizient von Luft ist deutlich geringer, zur Übertragung ähnlicher Leistungen ist also eine größere Wärmeübertragungsfläche notwendig. Der verfügbare Bauraum im Fahrzeug ist jedoch begrenzt. Dagegen sind die Wärmeleistungen der Plattenwärmeübertrager im Verhältnis zur Verdichterleistung groß ausgelegt. Um dennoch genügend Wärme zu übertragen, steigen die Temperaturdifferenzen zwischen Kältemittel und Sekundärfluiden. Dies führt dazu, dass Nieder- und Hochdruck weniger an die Temperaturen der Sekundärfluide gekoppelt sind und deshalb an verschiedenen Betriebspunkten stärker variieren.
3. Die Lufteintrittstemperatur in den Fahrzeuginnenraum liegt immer höher als die benötigte Temperatur der Kühlflüssigkeit für die Batterie. Dementsprechend dominiert der Klimaverdampfer den Niederdruck.

In Abbildung 3.8 ist das Modell des Thermomanagementsystems inkl. möglicher Stell- und Regelgrößen im Kühlmodus dargestellt. Typische Regelgrößen einer PKW-Klimaanlage mit Hochdrucksammler sind die Luftaustrittstemperatur des Verdampfers T_1 und die Überhitzung T_{sh} . Diese werden auch für das Thermomanagementsystem gewählt. Zusätzlich gibt es einen weiteren Verdampfer zur Batteriekühlung, als dritte Regelgröße ließe sich daher eine gemittelte Batterietemperatur verwenden. Von Vorteil ist es jedoch, wenn das Batteriemanagementsystem, das über Kenntnis des aktuellen Batteriezustands und diverser Temperaturen an verschiedenen Stellen verfügt, sinnvolle Werte für Temperatur und Volumenstrom der Kühlflüssigkeit vorgibt. Auf diese Weise wird vermieden, dass sich zu große Temperaturgradienten innerhalb des Batteriesystems und innerhalb der Batteriezellen ergeben. Zusätzlich kann bei Kenntnis der Fahrstrecke statt einer Festlegung auf

einen Sollwert für die mittlere Batterietemperatur eine energieoptimale Kühlungsanforderung berechnet werden. Als dritte Regelgröße des Kältekreislaufs wird daher, analog zur Laboranlage, die Austrittstemperatur des Sekundärfluids T_2 gewählt. Der Volumenstrom der Kühlflüssigkeit kann je nach dem vom Batteriemanagementsystem berechneten Bedarf über die Pumpe eingestellt werden und wirkt als Störgröße auf den Kältekreislauf.

	A_1	A_2	n
T_1	0,06	0,06	0,88
T_2	0	0,94	0,06
T_{sh}	0,94	0	0,06

(a) $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2$
RGA-Kennzahl: 0,5

	A_1	A_2	n
T_1	0,67	0,06	0,26
T_2	0,04	0,52	0,44
T_{sh}	0,29	0,41	0,3

(b) $\dot{Q}_1 < \dot{Q}_2$
RGA-Kennzahl: 3,0

Tabelle 3.9: Relative Gain Arrays an zwei Betriebspunkten des Thermomanagementsystems (Kühlmodus). Sinnvolle Kopplungen von Stell- und Regelgrößen sind fett markiert. Im Fall, dass der Kühlbedarf der Batterie größer ist als der des Innenraums ($\dot{Q}_1 < \dot{Q}_2$), ist das RGA sehr sensibel auf Temperatur- und Leistungsänderungen, sodass sich die ergebenden Kopplungen schnell ändern können.

Analog zur Analyse der Laboranlage lässt sich ein vollfaktorieller Versuchsplan entwerfen. In Anhang D sind die Parameter und Betriebsbedingungen für das Thermomanagementsystem aufgeführt. Die Grundlage für die folgenden Untersuchungen bildet wieder ein Versuchsplan mit 81 Betriebspunkten. Die Charakteristika, die einen Betriebspunkt beschreiben, bleiben bestehen, also die Kälteleistung, das Verhältnis der Leistungen, die Überhitzung und die Temperaturdifferenz zwischen den Sekundärfluiden. Tabelle 3.9 zeigt zwei RGAs für das Thermomanagementsystem. Das erste RGA ist für den typischen Betriebsfall gültig, in dem mehr Wärme über den Klimaverdampfer übertragen wird als über den Chiller. Das RGA zeigt den gleichen Zusammenhang wie die Laboranlage für den äquivalenten Fall. Die Verdichterdrehzahl n wird als Stellgröße zur Regelung der Lufttemperatur vorgeschlagen, der Querschnitt des ersten EXVs A_1 zur Einstellung der Überhitzung und das zweite EXV zur Temperaturregelung der Kühlflüssigkeit. Wenn die Batterie mehr Kälteleistung benötigt als der Innenraum, ergeben sich keine einheitlichen Kopplungen. Das dargestellte zweite RGA zeigt Kopplungen an einem beispielhaften Betriebspunkt dieses Szenarios. Je nach Temperatur- und Leistungsdifferenz zwischen den Verdampfern ändern sich diese jedoch. Wie beschrieben ist der Niederdruck im Thermomanagementsystem nicht so stark an die Sekundärfluidtemperatur gebunden wie in der Laboranlage. Bei kleinen Leistungen im Klimaverdampfer ist dieser trotz der geringeren Sekundärfluidtemperatur nicht mehr eindeutig dominant. Da sich die Zusammenhänge

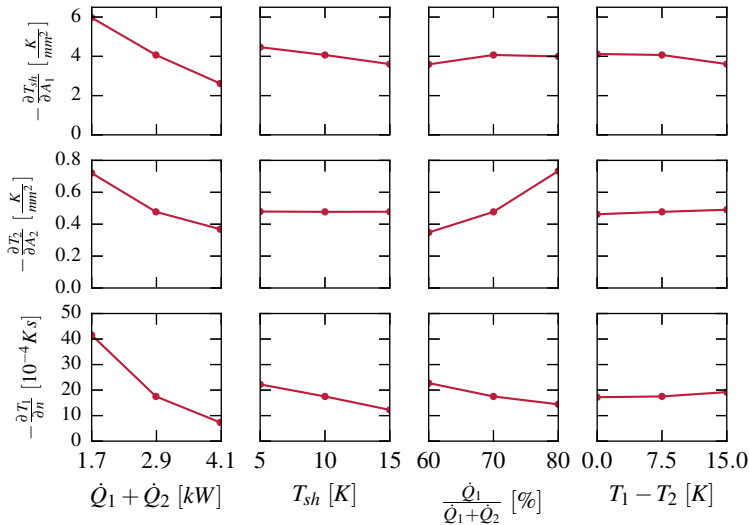


Abbildung 3.9: Statische Verstärkungen des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten. Variiert sind jeweils die Gesamtkälteleistung, die Überhitzung, die Aufteilung der Kälteleistung und die Temperaturdifferenz zwischen den Austrittstemperaturen der Sekundärfluide.

im zweiten RGA jedoch nicht komplett umdrehen, ist eine Umschaltung zwischen Eingrößenregelschemata nicht unbedingt notwendig, sofern die Kopplungen der Regelschleifen berücksichtigt werden.

Abbildung 3.9 zeigt statische Verstärkungen für den Fall $\dot{Q}_1 > \dot{Q}_2$. Auffällig ist, dass, anders als bei der Laboranlage, die Beträge der statischen Verstärkungen $\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ und $\frac{\partial T_2}{\partial A_2}$ mit steigender Gesamtkälteleistung abnehmen. $\frac{\partial T_2}{\partial A_2}$ sinkt außerdem bei steigender Leistung \dot{Q}_2 . Grund dafür ist, dass bei hohen Leistungen eine Änderung relativ betrachtet kleiner ist. Anders als bei der Laboranlage, können die Wärmeübertrager bei kleinen Leistungen nicht als unendlich groß betrachtet werden. Dies war charakteristisch für die Laboranlage.

Die anderen Verläufe ähneln denen der Laboranlage, die Varianzen der statischen Verstärkungen sind für die meisten Betriebspunktcharakteristika allerdings größer. Die Nichtlinearitäten sind also stärker ausgeprägt. Besonders trifft dies auf die Verstärkung $\frac{\partial T_2}{\partial A_2}$ zu, die aber lediglich von der Kälteleistung und der Verteilung abhängig ist. Dies lässt sich

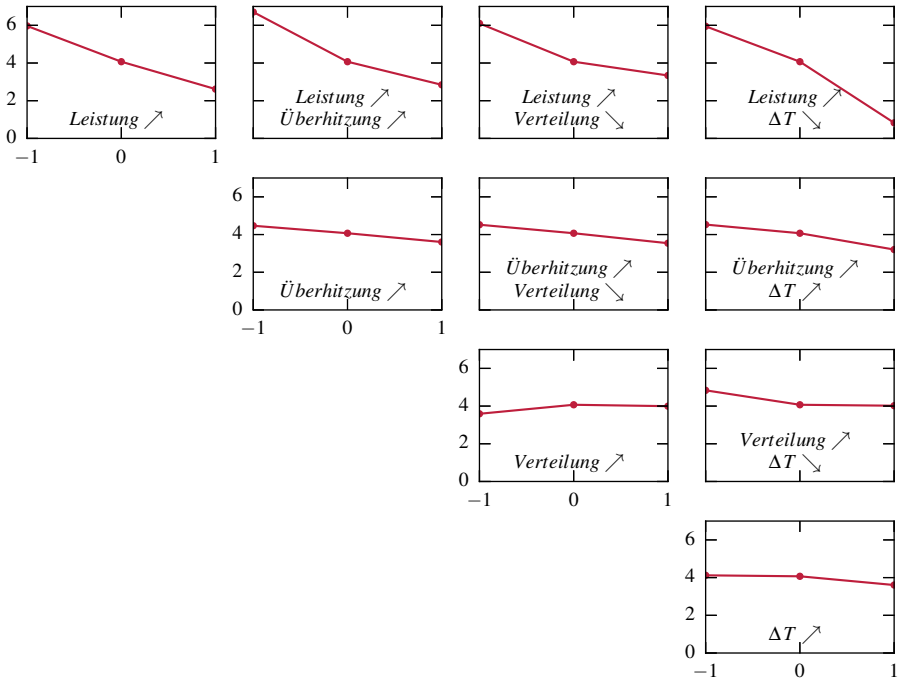


Abbildung 3.10: Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_{sl}}{\partial A_1}$ [K/mm²] des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebsbedingungen (Interaktionsplot)

durch den variablen Niederdruck begründen. Insgesamt hat die Gesamtkälteleistung den größten Einfluss auf das System.

Die Abbildungen 3.10 und 3.11 zeigen Interaktionsplots für die Verstärkungen $\frac{\partial T_{sl}}{\partial A_1}$ und $\frac{\partial T_1}{\partial n}$. Für $\frac{\partial T_{sl}}{\partial A_1}$ sind die Zusammenhänge denen der Laboranlage ähnlich. Die Einflüsse der Temperaturdifferenz und der Leistungsverteilung wirken sich im Vergleich weniger stark aus. Die Verstärkung $\frac{\partial T_1}{\partial n}$ zeigt eine höhere Nichtlinearität, der Einfluss der Leistungsverteilung ist höher als bei der Laboranlage.

Analog zu Abschnitt 3.3 wird der Störgrößeneinfluss auf den Kältekreislauf untersucht. Die gewählten Störgrößen sind:

$$\begin{aligned} T_{l,1, \text{ein}}, T_{l,vf, \text{ein}}, T_{w,2, \text{ein}}: & \quad 2 \text{ K} \\ \dot{m}_{l,1}, \dot{m}_{l,vf}, \dot{V}_{w,2}: & \quad 10 \% \end{aligned}$$

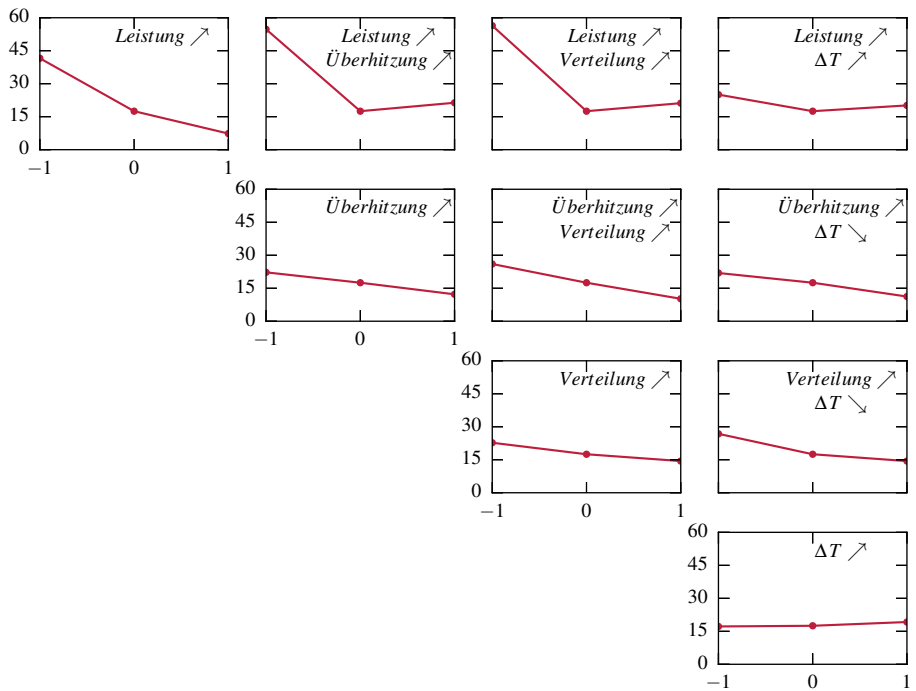


Abbildung 3.11: Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_1}{\partial n}$ [10^{-4} K s] des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebsbedingungen (Interaktionsplot)

Die sich ergebenden Reaktionen der wichtigsten Größen im Nominalbetriebspunkt sind in Tabelle 3.10 dargestellt. Die Reaktionen sind denen der Laboranlage sehr ähnlich. Die Störungen wirken sich besonders auf die Überhitzung und die Kälteleistung des Klimaverdampfers aus, sind also relevant für die Betriebssicherheit, die Effizienz und den Komfort. Der Volumenstrom durch den Chiller $\dot{V}_{w,2}$ hat lediglich Einfluss auf die Sekundärfluidaustrittstemperatur T_2 . Im betrachteten Zustand ergibt sich der Niederdruck durch die Wärmeübertragung am Klimaverdampfer und die Überhitzung nach dem Chiller ist aufgrund der höheren Temperaturen dort vergleichsweise hoch. Der Volumenstrom hat daher so gut wie keinen Einfluss auf das Kältemittel im Chiller. Der Klimaverdampfer dominiert den Kältekreislauf auch in den meisten anderen Betriebspunkten, da er aufgrund der Temperaturverhältnisse immer den Niederdruck bestimmt. Eine Betrachtung von konkreten, anwendungsnahen Störeinflüssen ist in Abschnitt 5.2 zu finden.

	T_1 [K]	T_2 [K]	\dot{Q}_1 [W]	\dot{Q}_2 [W]	T_{sh} [K]	T_{sc} [K]
$T_{l,1,ein}$	1,0	0	137	−1	5,2	0,1
$T_{l,vf,ein}$	0,5	0	−73	9	−3,6	−0,2
$T_{w,2,ein}$	0	2,0	−4	14	−0,3	0
$\dot{m}_{l,1}$	1,1	0	128	0	4,9	−0,1
$\dot{m}_{l,vf}$	0,3	0,1	35	−16	3,2	−0,3
$\dot{V}_{w,2}$	0	0,6	0	0	0	0
$\sum i $	2,9	2,7	376 (13 %)	41 (3 %)	17,3	0,7

Tabelle 3.10: Statische Abweichungen bei typischen Störeinflüssen, die auf das Thermomanagementsystem einwirken

Abschließend wird auch für das Thermomanagementsystem die Dynamik anhand von Zeitkonstanten betrachtet (s. Tabelle 3.11). Es zeigt sich, dass die Lufttemperatur T_1 langsamer reagiert als die äquivalente Flüssigkeitstemperatur der Laboranlage. Eine Temperaturänderung breitet sich durch den Flachrohrwärmeübertrager mit Lamellen langsamer aus als durch eine Platte des Plattenwärmeübertragers. Die Zeitkonstanten der Temperatur T_1 und der Überhitzung liegen dementsprechend näher aneinander. Es ist zu beachten, dass das dynamische Verhalten nicht exakt validiert ist. Durch Kältemittelschlupf, der verzögernd auf den Niederdruck wirkt, ist es möglich, dass die Überhitzung langsamer reagiert.

Insgesamt zeigen Thermomanagementsystem und Laboranlage ähnliches Verhalten. Der größte Unterschied ergibt sich aus den variableren Drücken des Thermomanagementsystems. Die Nichtlinearitäten sind etwas höher und die Betriebspunkte können nicht immer eindeutigen Szenarien zugeordnet werden.

	A_1	A_2	n
T_1	19,0 s	14,2 s	11,4 s
T_2	<5 s	6,2 s	<5 s
T_{sh}	12,7 s	5,0 s	5,6 s

Tabelle 3.11: PT_1 -äquivalente Zeitkonstanten zwischen Stell- und Regelgrößen des Thermomanagementsystems an einem Betriebspunkt. Der Einfluss von A_1 und n auf T_2 in dem betrachteten Betriebspunkt ist zu gering, um genaue Zeitkonstanten zu ermitteln.

3.6 Wahl geeigneter Regler

Die durchgeführte Analyse charakterisiert die beiden Kälteanlagen hinsichtlich der Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen, der Nichtlinearität, der Störungsreaktion und der Dynamik. Sie bietet eine detaillierte Grundlage, um sinnvolle Regler für beide Anlagen auszuwählen.

Aus der Kopplungsanalyse mithilfe von RGAs geht für Laboranlage und Thermomanagementsystem hervor, dass grundsätzlich Eingrößenregler verwendet werden können. Es muss jedoch zwischen verschiedenen Betriebsmodi und Szenarien der Anlagen umgeschaltet werden. Beim Umschalten zwischen Klimatisierungs- und Wärmepumpenbetrieb oder auch bei wechselnden Temperaturverhältnissen ändern sich die Regelgrößen. Eine Alternative zur Umschaltung des Eingrößenregelschemas ist die Verwendung eines Mehrgrößenreglers. Dieser muss jedoch die Nichtlinearität der Anlage sehr gut abbilden; die Regelungsentwicklung und -parametrierung wird dementsprechend komplex und ist für Anwender nur schwer durchführbar. Im Folgenden werden daher Eingrößenregler behandelt.

Abbildung 3.12 zeigt ein Schema für die Laboranlage und das Thermomanagementsystem für den Kühlfall mit drei Stell- und Regelgrößen. Schemata für den Wärmepumpenfall oder für Anlagen mit zusätzlichen Stellgliedern können analog aus den RGAs in Abschnitt 3.1 abgeleitet werden. Im hier betrachteten Fall werden je nach Temperaturniveau der Sekundärfluide unterschiedliche Temperaturen mit den Stellgrößen geregelt. In stationären Kälteanlagen ist es durchaus möglich, dass sich Sekundärfluidtemperaturen während des Betriebs ändern. Der Entwurf eines Umschaltalgorithmus hängt dabei stark von der Anlage ab und liegt nicht im Fokus dieser Arbeit. Eine Umschaltung mit einem einfachen Algorithmus wird in Abschnitt 5.1 betrachtet. In vielen Anlagen ist eine Umschaltung der Regelschemata nicht notwendig. Im Fahrzeug wird während des Betriebs nur sehr selten ein Wechsel zwischen Kühl- und Wärmepumpenmodus stattfinden. Außerdem liegt die

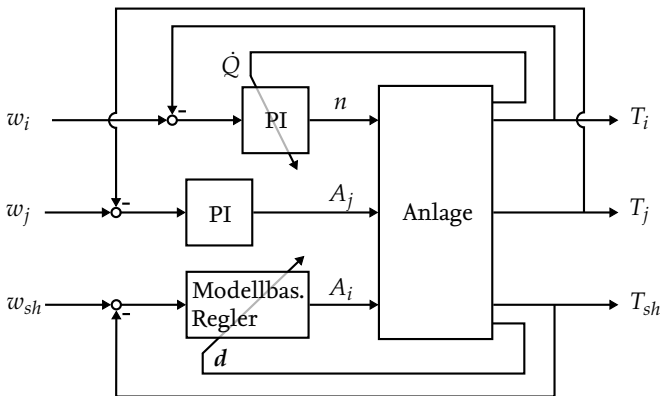


Abbildung 3.12: Eingrößenregelschema für Laboranlage und Thermomanagementsystem im Kühlmodus. T_i ist die geringere Sekundärfluidaustrittstemperatur, T_j die höhere. Der PI-Regler für T_i ist mit Gain-Scheduling in Abhängigkeit der Kälteleistung \dot{Q} ausgerüstet. Für die Überhitzung wird ein modellbasierter Regler verwendet, der Kenntnis über die Störgrößen d hat.

Solltemperatur des Chiller-Sekundärkreislaufts immer über der Temperatur des Luftstroms in den Innenraum, sodass auch dies keine Umschaltung bewirken wird. Im Folgenden wird jede der gewählten Regelschleifen einzeln betrachtet. Eine Bewertung des Regelschemas und der gewählten Regler wird in Kapitel 5 durchgeführt.

Temperaturregelung des dominanten Verdampfers ($n \Rightarrow T_i$)

Der Zusammenhang zwischen Verdichterdrehzahl und Sekundärfluidtemperatur zeigt für beide Anlagen Nichtlinearitäten, besonders in Abhängigkeit der aktuellen Kälteleistung und der Verteilung dieser Leistung. Die Kälteleistung im dominanten Verdampfer zeigt eine deutliche Reaktion auf Störeinflüsse. Die Regelschleife ist schneller als die anderen Schleifen.

Ein PI-Regler mit gesteuerter Adaption, also betriebspunktabhängigen Regelparametern (Gain-Scheduling, falls die Verstärkung variiert wird), kann die Nichtlinearität durch die variable Kälteleistung ausgleichen. Durch eine sinnvolle Auswahl von Regelparametern und die gegebene schnelle Dynamik kann die Regelschleife in allen Betriebspunkten schnell ausgelegt werden. Ohne Gain-Scheduling müssten die Parameter für den Betriebspunkt mit maximaler statischer Verstärkung ausgelegt werden, was die Regelschleife in den anderen Betriebspunkten weniger dynamisch reagieren lässt. Der Vorteil der Entkopplung von den anderen Regelschleifen durch kleine Zeitkonstanten würde so nicht genutzt.

Störungen werden durch den PI-Regler zwar nicht explizit berücksichtigt, können aber schnell ausgeglichen werden.

Um eine gesteuerte Adaption im Fahrzeug umzusetzen, kann die benötigte Kälteleistung aus der geforderten Ausblastemperatur und der Umgebungstemperatur berechnet werden. Die Umgebungstemperatur wird in modernen PKW gemessen, es sind keine weiteren Sensoren notwendig.

Temperaturregelung des anderen Verdampfers ($A_j \Rightarrow T_j$)

Die statische Verstärkung zwischen dem Ventilquerschnitt im Pfad des nicht dominanten Verdampfers der Laboranlage und der Sekundärfluidtemperatur dieses Verdampfers ist näherungsweise konstant. Es kann also ein linearer Regler, z.B. ein PI-Regler, verwendet werden. Die Störanfälligkeit der Temperatur ist verhältnismäßig gering, sodass hier keine Kompensation erfolgen muss.

Beim Thermomanagementsystem existiert eine Nichtlinearität hinsichtlich der Kälteleistung und der Leistungsverteilung. Daher kann ein Regler mit Gain-Scheduling zu besseren Ergebnissen führen. Die Batterie besitzt eine hohe Wärmekapazität, sodass davon auszugehen ist, dass sich die Temperaturrandbedingungen in diesem Verdampferpfad nur langsam ändern. Eine Behandlung der Nichtlinearität ist daher und außerdem durch die untergeordnete Rolle der Regelschleife nicht unbedingt notwendig. Werden in einem hier nicht betrachteten Wärmepumpenmodus auch andere elektronische Komponenten mit anderen Temperaturniveaus gekühlt, spielt die Nichtlinearität eine größere Rolle und sollte beachtet werden.

Die Auslegung des linearen Reglers sollte für das Thermomanagementsystem bei kleinen Kälteleistungen durchgeführt werden, da hier die statischen Verstärkungen am höchsten sind. Auf diese Weise wird der Regler bei großen Leistungen zwar eine träge Reaktion zeigen, bei kleinen Leistungen aber das System nicht zu Schwingungen anregen.

Überhitzungsregelung ($A_i \Rightarrow T_{sh}$)

Die in Kapitel 1 genannte Literatur stellt die Überhitzungsregelung als große oder größte Herausforderung bei der Regelung von Kälteanlagen dar, insbesondere bei mehreren Verdampfern. Die durchgeführte Analyse bestätigt dies für beide Anlagen und zeigt auf, wo die Schwierigkeiten liegen. Erstens existiert eine nichtlineare Abhängigkeit von mehreren Größen, die den Betriebspunkt charakterisieren, unter anderem auch von der Überhitzung selbst. Zweitens sind die Zeitkonstanten zwischen den Stellgrößen und der Überhitzung verhältnismäßig groß. Drittens reagiert die Überhitzung sensibel auf Störeinflüsse in den Verdampferpfaden und beim Verflüssiger.

In Fahrzeugklimaanlagen und in Supermarktkälteanlagen werden aktuell TXVs zur Überhitzungsregelung verwendet. Abgesehen davon, dass diese nicht gezielt auf Störgrößen reagieren können, führen sie in Parallelverdampferanlagen zu einem klaren Nachteil. Ein TXV kann nur die Überhitzung eines Verdampferpfads regeln, aber nicht die Überhitzung im Mischzustand vor dem Verdichter. Die Kennlinie eines TXV beinhaltet schließlich nicht den Einfluss der anderen Verdampferpfade. Die für die Verdichtersicherheit entscheidende Überhitzung im Mischzustand wird dementsprechend nicht überwacht. Nur wenn sich, wie im Supermarkt, die Sollwerte der Sekundärfluidtemperaturen nicht unterscheiden und die Überhitzung jedes Verdampfers geregelt wird, können TXVs verwendet werden.

Die Validierung des Laboranlagenmodells zeigt, dass sich das nichtlineare Systemverhalten von Parallelverdampferanlagen gut abbilden lässt. Es liegt nahe, dieses Systemwissen mithilfe eines modellbasierten Reglers zu nutzen. Für die Ausführung existieren diverse Möglichkeiten. Optimierungsbasierte Methoden wie die nichtlineare prädiktive Regelung sind für das Thermomanagementsystem nicht geeignet, da die erforderliche Rechenleistung in naher Zukunft nicht im Fahrzeug zur Verfügung stehen wird. Eine weniger rechenintensive Methode ist, ein nichtlineares Streckenmodell zu invertieren, um damit die Nichtlinearität der Strecke zu kompensieren. Das Modell kann interne Störeinflüsse, wie eine Änderung der Drehzahl, und externe Störeinflüsse wie eine Änderung eines Volumenstroms, als Eingang erhalten und so Störungen ausgleichen, bevor sie sich im System weit ausbreiten. Bei Verwendung eines dynamischen Modells kann außerdem die Dynamik der Regelstrecke berücksichtigt werden. Eine Regelung mit dynamischen, nichtlinearen, inversen Modellen von Expansionsventil und Verdampfer wird im folgenden Kapitel vorgestellt.

4 Modellbasierte Überhitzungsregelung mit inversen Modellen

Die regelungstechnische Analyse zeigt, dass die Überhitzungsregelung von Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern aufgrund der Nichtlinearität und der vergleichsweise hohen Zeitkonstanten eine besondere Herausforderung darstellt. Soll ein Eingrößenregler verwendet werden, muss je nach Betriebsszenario entschieden werden, welche Stellgröße zur Überhitzungsregelung verwendet wird. Der regelungstechnischen Analyse kann die jeweils sinnvolle Stellgröße entnommen werden. Im Regelfall wird eins der Expansionsventile zur Überhitzungsregelung verwendet. Auch innerhalb eines Szenarios, für das die Stellgröße gewählt wird, existieren nicht zu vernachlässigende Nichtlinearitäten. In diesem Kapitel wird eine fortschrittliche Überhitzungsregelung entwickelt, die das im dynamischen, nichtlinearen Modell vorhandene Systemwissen nutzt, um diesen Nichtlinearitäten zu begegnen. Werden mathematische oder physikalische Modelle nicht nur zur Regelungsentwicklung, sondern auch innerhalb des Reglers verwendet, wird von modellbasierter Regelung gesprochen. Es existieren diverse modellbasierte Regelungskonzepte, die für unterschiedliche Problemstellungen angewendet werden können.

Eins dieser Konzepte, das Nichtlinearitäten und Dynamik berücksichtigt, ist die Verwendung von inversen Modellen. Die Invertierung eines Modells bedeutet, dass die Eingänge eines Systems zu Ausgängen werden und umgekehrt. Kann ein Modell exakt invertiert werden, gleichen sich Modell und inverses Modell in einer Reihenschaltung aus. Das inverse Modell kann das nichtlineare und dynamische Verhalten des Systems so ausgleichen.

4.1 Regelung mit inversen Modellen

Inverses Modell als Vorsteuerung

Im einfachsten Fall werden inverse Modelle als Vorsteuerung verwendet, wie in Abbildung 4.1 dargestellt. Heben sich die Wirkungen des inversen Modells $\frac{1}{G}$ und der Regelstrecke G auf, folgt die Regelgröße exakt dem Verlauf der Führungsgröße bzw. des Filters F . In der Praxis wird das Modell nie exakt der Strecke entsprechen und deswegen mit \hat{G} bezeichnet. Der Filter kann ein Verzögerungsglied sein und ist notwendig, da die Regelstrecke technischer Systeme üblicherweise eine Trägheit enthält. Das Führungsverhalten muss

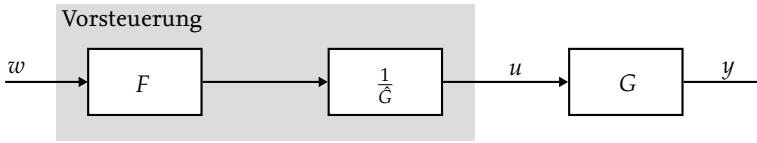


Abbildung 4.1: Blockschaltbild einer Vorsteuerung mit Regelstrecke G , inversem Modell $\frac{1}{G}$ und Filter F . Der Filter stellt benötigte Ableitungen der Führungsgröße w zur Verfügung.

mindestens die gleiche Verzögerung wie die Regelstrecke selbst haben, da die Regelstrecke sonst nicht folgen kann (Lunze, 2014a). Als Beispiel wird eine Regelstrecke mit einem Eingang $u(t)$ und einem Ausgang $y(t)$ betrachtet, die mit einer linearen gewöhnlichen Differentialgleichung n -ter Ordnung beschrieben werden kann Lunze (2014a):

$$\begin{aligned} a_n \frac{d^n y(t)}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} y(t)}{dt^{n-1}} + \dots + a_1 \frac{dy(t)}{dt} + a_0 y(t) = \\ = b_q \frac{d^q u(t)}{dt^q} + b_{q-1} \frac{d^{q-1} u(t)}{dt^{q-1}} + \dots + b_1 \frac{du(t)}{dt} + b_0 u(t) \end{aligned} \quad (4.1)$$

Die Differenz der höchsten Ableitungsgrade von Eingang und Ausgang $r = n - q$ charakterisiert die Verzögerung der Regelstrecke und wird relativer Grad genannt. Der relative Grad kann auch durch den Polüberschuss einer Regelstrecke ausgedrückt werden. Entspricht die Regelstrecke beispielsweise einem PT_1 -Glied

$$G(s) = \frac{K}{Ts + 1}, \quad (4.2)$$

besitzt sie durch den Pol $s = -\frac{1}{T}$ einen Polüberschuss von 1. Die Inverse lautet

$$\frac{1}{G(s)} = \frac{Ts + 1}{K} \quad (4.3)$$

und besitzt einen Nullstellenüberschuss. Durch ein Verzögerungsglied als Filter, das hier auch ein PT_1 -Glied sein kann, wird dieser ausgeglichen.

Die Voraussetzung für die Verwendung eines inversen Modells als Vorsteuerung ist, dass das inverse Modell stabil ist. Die Regelstrecke muss dagegen nicht zwangsläufig stabil sein (Looye u. a., 2005). Bei instabiler Regelstrecke ist jedoch ein stabilisierender Regler erforderlich. Beachtet werden muss außerdem, dass die vom inversen Modell berechnete Stellgröße $u(t)$ und ihre Ableitung Werte annehmen können, die für ein Stellglied ungeeignet sein können. Eine Beschränkung der Stellgröße sollte dementsprechend in Erwägung gezogen werden.

Die dargestellte Vorsteuerung kann nicht auf Modellabweichungen und Störeinflüsse reagieren. Eine genaue Sollwertfolge ist in technischen Systemen daher nur mit einer

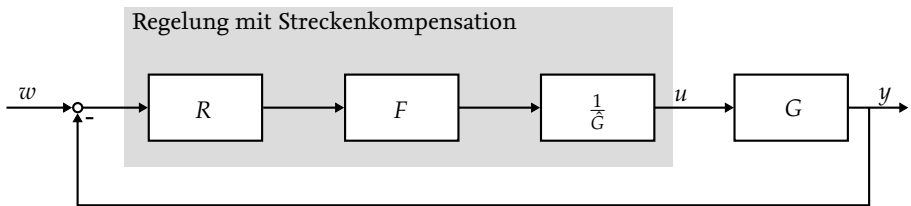


Abbildung 4.2: Blockschaltbild eines Regelkreises mit inversem Modell in der Rückkopplung. Idealerweise kompensiert das inverse Modell $\frac{1}{G}$ die Nichtlinearität und Dynamik der Strecke. Der Regler R wird zum Ausgleich von Störeinflüssen und Modellungenauigkeiten verwendet.

Vorsteuerung nicht zu erreichen. Parallel zur Vorsteuerung kann ein Regler mit I-Anteil betrieben werden, um die Abweichungen auszugleichen. Nachteilig ist, dass der Regler in diesem Fall trotz Vorsteuerung auf die nichtlineare Regelstrecke reagieren muss.

Inverses Modell im geschlossenen Regelkreis

Alternativ kann das inverse Modell innerhalb eines geschlossenen Regelkreises verwendet werden. In Abbildung 4.2 ist das Schema eines derartigen Regelkreises dargestellt. Auch hier kann das inverse Modell die Dynamik und die Nichtlinearität der Regelstrecke kompensieren. Es wird daher von einer Regelung mit nichtlinearer Streckenkompensation gesprochen.

Der vorgeschaltete Regler R ist notwendig, um auf unbekannte Störgrößen oder Modellungenauigkeiten zu reagieren. Der Vorteil dieser Anordnung gegenüber der Vorsteuerung ist, dass sich das inverse Modell in der Rückkopplung befindet. Der vorgeschaltete Regler R kann linear ausgelegt werden, da sich Strecke und inverses Modell gemeinsam näherungsweise linear verhalten. Auch im geschlossenen Regelkreis ist ein Filter notwendig, dessen relativer Grad mindestens so groß sein muss wie der der Strecke.

Um das inverse Modell in der geschlossenen Regelschleife verwenden zu können, muss sowohl die Regelstrecke als auch das inverse Modell der Regelstrecke stabil sein. Dies ist gewährleistet, wenn die Regelstrecke lediglich Pol- und Nullstellen mit negativem Realteil besitzt. Es wird dann von einer minimalphasigen Strecke gesprochen.

Störgrößenaufschaltung

Ein inverses Modell kann auch zur Kompensation von Störeinflüssen verwendet werden. In Abbildung 4.3 ist eine Regelung mit Störgrößenaufschaltung dargestellt. Diese hat das Ziel, eine bekannte oder messbare Störung auszugleichen.

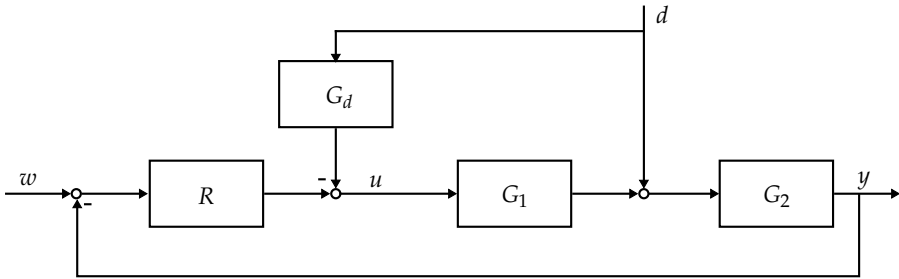


Abbildung 4.3: Blockschaltbild einer Regelung mit Störgrößenaufschaltung. Die Störgröße d wirkt auf die aus G_1 und G_2 bestehende Strecke. Durch die Aufschaltung G_d kann die Störung kompensiert werden. Diagramm abgeleitet aus Schumacher (2015)

Auf die Regelstrecke G , die aus zwei Teilstrecken G_1 und G_2 besteht, wirkt eine Störgröße d . Diese Störgröße kann vollständig unterdrückt werden, wenn die Funktion G_d die Inverse der Teilstrecke G_1 ist (Schumacher, 2015):

$$G_d(s) = \frac{1}{G_1(s)} \quad (4.4)$$

Auch diese Invertierung ist nur angenähert realisierbar. Die Bedingung für die Umsetzung ist ebenfalls, dass G_1 stabil und minimalphasig sein muss. Die Störgrößenaufschaltung kann mit einer Vorsteuerung oder einem Regler kombiniert werden.

4.2 Invertierung gleichungsbasierter Modelle

Im vorherigen Abschnitt ist die Invertierung der Übertragungsfunktion eines linearen PT_1 -Glieds im Bildbereich dargestellt. Die in dieser Arbeit betrachteten thermodynamischen Modelle haben dagegen die Form von nichtlinearen Differentialgleichungssystemen (DGL-Systeme). Ein Eingrößensystem lässt sich allgemein als DGL-System mit

$$\frac{dx}{dt}(t) = f(x(t), u(t)) \quad (4.5)$$

$$y(t) = g(x(t), u(t)) \quad (4.6)$$

beschreiben. In vielen technischen Systemen hat der Eingang u keinen direkten Einfluss auf den Ausgang y und lediglich linearen Einfluss auf die Zustände x . Die Durchgangsmatrix d ist dann 0. In diesem Fall wird von einem eingangslinearen System gesprochen, das zu

$$\frac{dx}{dt}(t) = a(x(t)) + b(x(t)) \cdot u(t) \quad (4.7)$$

$$y(t) = c(x(t)) \quad (4.8)$$

umgeformt werden kann. Eine Möglichkeit, komplexe gleichungsbasierte Modelle auf Eingangslinearität zu prüfen, bietet das von vielen Modelica-Umgebungen unterstützte Schnittstellenformat Functional-Mockup-Interface (FMI, Blochwitz u. a. (2012)). Eine Functional-Mockup-Unit (FMU) eines Simulationsmodells beinhaltet eine Modellbeschreibung im XML-Format. In dieser sind alle Variablen aufgelistet und die Modellstruktur dargestellt. Aus dieser Struktur lassen sich die Zusammenhänge zwischen Ein-, Ausgängen und differentiellen Zuständen des Modells auslesen.

Eingangslineare Systeme lassen sich analytisch mit Hilfe von Lie-Ableitungen invertieren, wie Adamy (2009) ausführlich erläutert. Ist ein System nicht eingangslinear kann es dennoch invertierbar sein. Übliche Modelica-Simulationsumgebungen wie *Dymola* oder *SimulationX* sind spezialisiert auf die Umformung von DGL-Systemen und können durch automatische Differentiation und Index-Reduktion (Mattsson u. Söderlind, 1993) die Invertierung automatisch ausführen, wenn Ein- und Ausgänge entsprechend gekennzeichnet werden. Die Grundidee ist, dass das DGL-System auf den Index 1 reduziert wird. Dazu werden Ableitungen höherer Ordnung in Ableitungen erster Ordnung konvertiert, wobei Modellvariablen als neue differentielle Zustände gewählt werden. Falls vom Nutzer definierte Randbedingungen oder externe Berechnungen verwendet werden, müssen von diesen ausreichend hohe Ableitungsgrade bereitgestellt werden. Eine detaillierte Einführung in die Invertierung von Modellen technischer Systeme mit Modelica bieten Looye u. a. (2005) und Thümmel (2006). Anwendungen von inversen Modelica-Modellen zur Regelung finden sich besonders im mechanischen Bereich, z.B. in der Robotik (Thümmel, 2006) oder in Windenergieanlagen (Reiner u. Zimmer, 2015). Gräber (2014) verwendet ein inverses Modell eines Verzögerungsglieds zur Vorsteuerung eines elektrischen Durchlaufheizers.

4.3 Inverses Modell eines Verdampferzweigs

Ein inverses Modell, das zur Überhitzungsregelung verwendet werden soll, muss die Überhitzung in Zusammenhang mit dem Ventilquerschnitt stellen. Die Komponenten eines Kältekreislaufs sind stark rückgekoppelt. Das bedeutet zum Beispiel, dass sich bei einer Änderung eines Ventilquerschnitts die Reaktion des Massenstroms sowie der Drücke nicht ohne die Charakteristik des Verdichters oder der Änderungen der Wärmeübergänge in den Wärmeübertragern berechnen lässt. Der komplette Zusammenhang zwischen Ventilquerschnitt und Überhitzung lässt sich dementsprechend nur mit einem Gesamtanlagenmodell berechnen, wie es in den Abschnitten 2.4 und 2.7 vorgestellt wird. Eine Invertierung des kompletten Kreislaufmodells ist jedoch aufgrund der Dimension des Modells nicht sinnvoll.

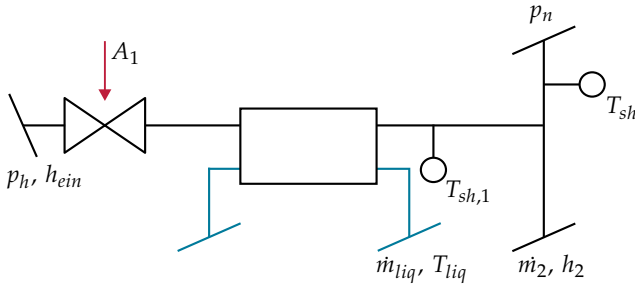


Abbildung 4.4: Zu invertierendes Teilmodell mit dem Eingang A_1 , dem Ausgang T_{sh} und den benötigten Randbedingungen

In dieser Arbeit wird daher ein Teilanlagenmodell, das einen Verdampferpfad abbildet, invertiert (s. Abbildung 4.4). Der Verdampferpfad bildet den direkten Signalpfad zwischen Ventilquerschnitt und Überhitzung ab. Der indirekte Signalpfad über den Verdichter und den Verfüssiger ist nicht im Teilmodell enthalten. Es ist also auch nicht mehr die gesamte Dynamik der Regelstrecke im Regler enthalten. Der indirekte Signalpfad hat jedoch ein deutlich trägeres Verhalten als der direkte Pfad. Er wirkt vor allem durch die Änderung des Niederdrucks, der ein vergleichsweise träges Verhalten besitzt, wie in Abschnitt 3.4 dargestellt ist. Konkret müssen das Modell des EXVs und des Verdampfers invertiert werden. Soll die Überhitzung im Mischzustand beim Betrieb paralleler Verdampfer geregelt werden, muss zusätzlich ein Mischvolumen invertiert werden, in dem sich die Kältemittelströme treffen. Das Teilmodell benötigt Randbedingungen, die auch als Störgrößen auf das System aufgefasst werden können. Diese können der Regelung über Messdaten oder ein Streckenmodell zur Verfügung gestellt werden. Konkret werden die Drücke und Enthalpien vor dem EXV und vor dem Verdichter sowie der Massenstrom und die Temperatur des Sekundärfluids benötigt. Für den Klimaverdampfer, durch den feuchte Luft strömt, muss zusätzlich die relative Luftfeuchtigkeit angegeben werden. Bei einer Anlage mit zwei Verdampfern sind außerdem der Massenstrom und die Enthalpie am Austritt des zweiten Verdampfers nötig. Diese Randbedingungen wirken als Störgrößen d auf das Teilmodell.

Im Folgenden wird ein Teilmodell für die Laboranlage entwickelt, das zur Regelung der Überhitzung im Mischzustand vor dem Verdichter verwendet werden soll. Abgeleitet wird es von den in Abschnitt 2.4 dargestellten Komponentenmodellen der Laboranlage. Die Bilanzgleichungen werden unverändert übernommen. Um eine Invertierung zu ermöglichen, müssen einige wenige Vereinfachungen vorgenommen werden. Erstens werden die Wärmeübertragungskoeffizienten der Fluide als konstant angenommen, um Rück-

kopplungen gering zu halten. Dies führt zu einer stationären Ungenauigkeit, die über die geschlossene Regelschleife ausgeglichen werden muss. In der Praxis sind Wärmeübertragungskoeffizienten üblicherweise ohnehin nicht genau bekannt. Der Einfluss auf die dynamische Störungsreaktion ist als gering einzuschätzen. Zweitens wird der Druckverlust im Wärmeübertrager vernachlässigt. Der Druck vor dem Verdampfer entspricht dadurch dem aus den Randbedingungen bekannten Druck hinter dem Verdampfer. Drittens wird die Verbindung zwischen den Fluidzellen vereinfacht. Dadurch ist eine effiziente Simulation bei Strömungsumkehr nicht möglich. Für die Überhitzungsregelung spielt diese jedoch nur eine untergeordnete Rolle. Viertens wird das inverse Modell weniger fein diskretisiert, um die Anzahl der differentiellen Zustände zu reduzieren.

Die Bedingung zur Verwendung des Modells in einer Regelung ist, dass es stabil und minimalphasig ist. Ein Verfahren zur Stabilitätsanalyse für alle Formen von nichtlinearen Systemen ist die Untersuchung nach Ljapunov. Praktisch ist der Nachweis der Stabilität für nichtlineare Systeme aber oft nicht möglich (Adamy, 2009). Die Stabilitätsuntersuchung beschränkt sich in dieser Arbeit daher auf die Betrachtung der Pol- und Nullstellen des an mehreren Betriebspunkten linearisierten Modells. Ein beispielhaftes Pol-Nullstellen-Diagramm ist in Anhang E dargestellt. Es zeigt sich, dass die linearisierten Modelle lediglich Pol- und Nullstellen mit negativem Realteil besitzen. Das nichtlineare Modell wird daher als stabil und minimalphasig betrachtet.

Das vereinfachte Teilmodell kann automatisch in einer Modelica-Umgebung invertiert werden, wenn die Überhitzung als Eingang und der Ventilquerschnitt als Ausgang definiert sind. Es ergibt sich ein explizites DGL-System, das keine algebraischen Gleichungen beinhaltet. Lediglich die zeitliche Ableitung der Sättigungstemperatur in Abhängigkeit des Sättigungsdrucks muss zusätzlich im Verdampfer oder Mischvolumen implementiert werden. Die Clausius-Clapeyron-Gleichung

$$\frac{dp_s}{dT_s} = \frac{1}{T_s} \frac{h_v - h_l}{v_v - v_l} \quad (4.9)$$

gibt die Steigung der Dampfdruckkurve, also des Zusammenhangs zwischen Sättigungstemperatur und -druck, an (Weigand u. a., 2016). Die zeitliche Ableitung der Sättigungstemperatur ergibt sich zu

$$\frac{dT_s}{dt} = T_s \frac{v_v - v_l}{h_v - h_l} \frac{dp_s}{dt}. \quad (4.10)$$

Das Blockschaltbild des invertierten Modells inklusive der Störgrößen wird in Abbildung 4.5 gezeigt. Die Kältemittelenthalpie am Ventileintritt wirkt direkt auf den Verdampfer, da das EXV als isenthalp angenommen wird. Der Niederdruck ist die einzige Störgröße, die an mehreren Stellen wirkt.

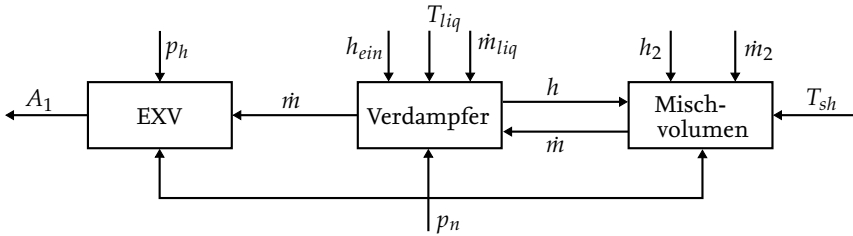


Abbildung 4.5: Blockschaltbild des inversen Modells, bestehend aus Modellen des Expansionsventils, des Verdampfers und eines Mischvolumens. Die Überhitzung T_{sh} stellt die Führungsgröße dar, die anderen Eingänge sind Störgrößen. Die Übergabe der Variablen in und zwischen den Modellen muss nicht manuell implementiert werden, sondern wird von der Modelica-Umgebung übernommen.

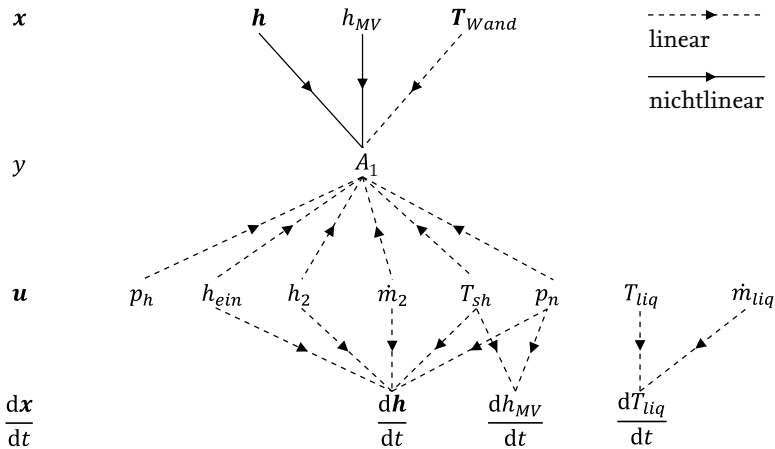


Abbildung 4.6: Zusammenhänge zwischen Eingängen, ausgewählten differentiellen Zuständen und Ausgängen. Die Zusammenhänge zwischen Zuständen und Zustandsableitungen sind nicht dargestellt.

Der relative Grad des nicht invertierten Modells beträgt 1. Dementsprechend muss die erste Ableitung der Führungsgröße, also der gewünschten Überhitzung, zur Verfügung stehen. Hierzu wird als Filter ein PT_1 -Glied verwendet. Die Störgrößen können gefiltert werden, um Messrauschen zu reduzieren oder benötigte Ableitungen der Störgrößen bereitzustellen. Dies ist hier aber nicht notwendig. Die detaillierte Struktur des inversen Modells inklusive PT_1 -Glied für die Führungsgröße lässt sich anhand des Abhängigkeitsgraphen in Abbildung 4.6 erkennen. Der Graph kann aus der XML-Modellbeschreibung abgeleitet und als Interpretation der Matrizen B , C und D verstanden werden (vgl. Gleichungen 3.1 und 3.2), wobei die Zusammenhänge nichtlinear sein können. Es wird dargestellt, welche Eingänge auf welche Zustandsableitungen und welche Zustände und Eingänge auf den Ausgang wirken. Die Führungsgröße T_{sh} und die Störgröße p_n wirken auf die zeitlichen Änderungen der Enthalpien im Verdampfer und Mischvolumen (MV). Die Führungsgröße und fünf Störgrößen wirken direkt auf den Ausgang. Das inverse Modell ist demnach nicht eingangslinär. Durch Hinzufügen weiterer Zustände, beispielsweise bei Filterung der Störgrößen, ließe sich dies ändern. Eine Invertierung ist aber auch so möglich. Außerdem wird dargestellt, welche Zusammenhänge linear und welche nichtlinear sind. Alle Eingänge wirken linear auf das System. Die Enthalpiezustände wirken nichtlinear auf den Ausgang. Nicht dargestellt sind die Zusammenhänge zwischen den Zuständen und den Zustandsableitungen untereinander, die die Systemmatrix A beschreiben. Diese sind zu einem großen Teil nichtlinear.

Bei Einsatz des Modells in einer Regelung muss die Echtzeitfähigkeit des inversen Modells gewährleistet sein. Kältekreislaufmodelle, die auf TIL basieren, können grundsätzlich echtzeitfähig gestaltet und auf Echtzeitumgebungen portiert werden, wie Tegethoff u. a. (2011) nachweisen. Das inverse Modell kann auf einem Windows-PC bis zu 10.000 mal schneller als in Echtzeit integriert werden. Es wird daher davon ausgegangen, dass das Modell durch Code-Optimierungen, wie sie in Tegethoff u. a. (2011) dargestellt sind, auf Steuergeräten ausführbar wäre, die zur Integration von expliziten DGL-Systemen fähig sind.

Analog zur Entwicklung des Teilmodells für die Laboranlage wird auch ein inverses Modell für das Thermomanagementsystem erstellt. Diese unterscheiden sich voneinander, da der Flachrohrwärmeübertrager im Gegensatz zum Plattenwärmeübertrager im Kreuzstrom betrieben wird. Die Verknüpfung der finiten Volumina ist also unterschiedlich. Des Weiteren wird in den Bilanzen der Luft die Kondensation von Wasser berücksichtigt, falls die Lufttemperatur unter den Taupunkt sinkt. Das Gleichungssystem wird stetig formuliert, indem die Kondensation durch eine Arkustangens-Funktion um den Taupunkt angenähert wird. Die Wärmeübergangskoeffizienten werden auch hier als konstant angenommen. Im Folgenden wird zunächst die Verwendung des inversen Teilmodells der Laboranlage weiter diskutiert. Im Abschnitt 5.2 wird das inverse Teilmodell des Thermomanagementsystems genutzt.

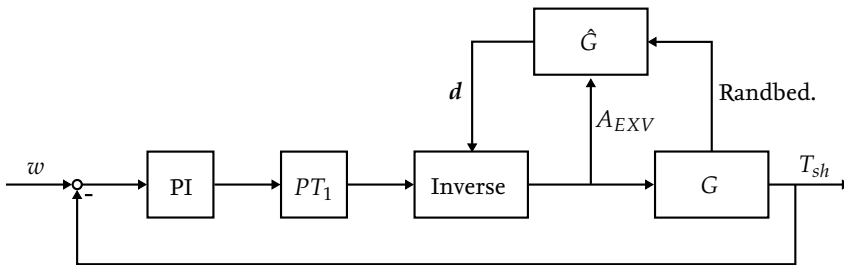


Abbildung 4.7: Blockschaltbild des Regelkreises mit inversem Modell, Gesamtkreislaufmodell \hat{G} und PI-Regler zum Ausgleich der Modellungenauigkeiten. Das Gesamtkreislaufmodell erhält die Steuerspannung des EXVs und die Randbedingungen der Sekundärkreisläufe und der anderen Verdampferpfade, sowie evtl. weitere Stellgrößen u und berechnet die benötigten Störgrößen d des inversen Modells.

4.4 Geschlossener Regelkreis

Das entwickelte inverse Modell eines Verdampferpfads berücksichtigt Störgrößen- genau wie Führungsgrößenänderungen. Eine Verwendung dieses Modells stellt daher eine Kombination von nichtlinearer Streckenkomensation und Störgrößenaufschaltung dar. Zur Berücksichtigung von Modellungenauigkeiten wird ein PI-Regler verwendet, sodass sich das inverse Modell in der geschlossenen Regelschleife befindet. Im Folgenden wird von einem modellbasierten Überhitzungsregler gesprochen. Das Blockschaltbild des kompletten Regelkreises ist in Abbildung 4.7 dargestellt.

Der PI-Regler verändert die Führungsgröße idealerweise so, dass Modellungenauigkeiten oder nicht betrachtete Störeinflüsse ausgeglichen werden. Der Ausgang des PI-Reglers wird durch das PT_1 -Glied gefiltert und stellt den Eingang für das inverse Modell dar. Der berechnete effektive Ventilquerschnitt A_{EXV} ist der Ausgang des inversen Modells und das Stellsignal für die Regelstrecke.

Das inverse Modell benötigt zur Berechnung des Querschnitts die Störgrößen, die im Vektor d zusammengefasst sind. In realen Anlagen sind oft nicht alle Störeinflüsse bekannt oder messbar. Dann können die benötigten Größen mithilfe eines Beobachters angenähert werden. Ein weit verbreiteter Beobachter für nichtlineare Systeme ist das erweiterte Kalman-Filter, der Zustände eines Systems schätzt. Die Grundlage bildet ein Systemmodell, das in jedem Zeitschritt durch Messdaten korrigiert wird. Schurt u. a. (2009), Gräber (2014) und Kalmus (2016) wenden das Filter erfolgreich auf Kältekreisläufe an. In dieser Arbeit wird zur Berechnung der Störgrößen ein Regelstreckenmodell verwendet. Das Modell wird während des Betriebs der Anlage in Echtzeit simuliert und liefert die benötigten Größen

für das inverse Modell. Dem Streckenmodell stehen dabei die auf die Anlage wirkenden Stellgrößen und Randbedingungen der Sekundärkreisläufe und anderer Verdampferpfade zur Verfügung. Konkret sind dies Massenströme und Temperaturen bzw. Enthalpien. Eine Zustandskorrektur durch Messdaten wie in einem Beobachter findet nicht statt.

Ein Problem bei der Verwendung inverser Modelle ist, wie angesprochen, die Begrenzung der Stellgröße. Der Ausgang des inversen Modells könnte ein Ventilquerschnitt sein, der über dem maximalen Querschnitt des Ventils liegt oder der sich schneller ändert als möglich. Da der Sollwert der Überhitzung aber meistens konstant bleibt oder sich nur wenig ändert und keinen schnellen Sprüngen unterliegt, führt dies bei der Überhitzungsregelung nicht zu Schwierigkeiten. Auch die auf das inverse Modell wirkenden Störgrößen führen in dieser Anwendung nicht zu Problemen. Wäre dies der Fall, könnten die Störgrößen durch Verzögerungsglieder gefiltert werden. Dies kann sich jedoch negativ auf die Regelgüte auswirken.

4.5 Demonstration an der Laboranlage

Der modellbasierte Überhitzungsregler und das Streckenmodell werden auf einem Windows-Rechner in *Dymola* ausgeführt bzw. simuliert. Die Steuerung der Anlage und die Erfassung von Messdaten geschehen über *Labview*. Die Kommunikation zwischen den beiden Programmen wird über die Ko-Simulations-Plattform *TISC* realisiert. Messdaten und die berechnete Stellgröße werden mit einer Periode von 0,1 s ausgetauscht. Der geforderte effektive Ventilquerschnitt wird mithilfe des in Abbildung 2.4 gezeigten linearen Zusammenhangs in eine Steuerspannung umgerechnet.

Im Folgenden wird das Verhalten der Laboranlage bei Verwendung der modellbasierten Überhitzungsregelung demonstriert und mit dem Verhalten bei Einsatz eines PI-Reglers verglichen, um Vorteile der nichtlinearen Streckenkompensation zu veranschaulichen. Die Ausgangslage des Vergleichs bildet dabei ein Betriebspunkt, für den der PI-Regler ausgelegt ist. Die Parametrierung des PI-Reglers erfolgt auf Basis des von Åström u. Hägglund (2006) entwickelten heuristischen AMIGO-Verfahrens. Dabei wird eine gemessene Sprungantwort mit einem PT_1 -Glieder und einem Totzeitglied angenähert. Die Reglerparameter lassen sich über explizite Gleichungen in Abhängigkeit der ermittelten Verstärkung und Zeitkonstanten berechnen.

Eine quantitativer Vergleich der Regler erfolgt über die integrierte quadratische Abweichung (engl. Integral Square Deviation, ISD)

$$ISD = \int (y - w)^2 dt \quad (4.11)$$

der Überhitzung von ihrem Sollwert.

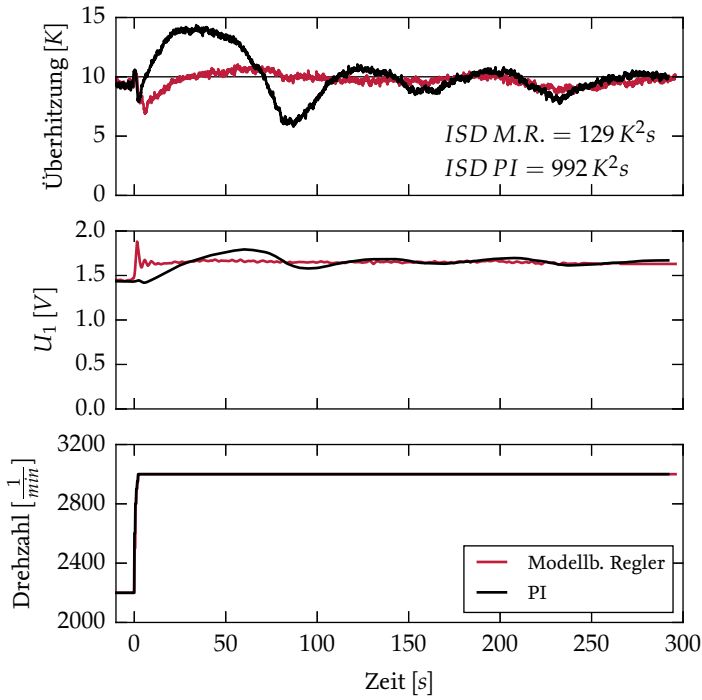


Abbildung 4.8: Störungsreaktion eines PI-Reglers und des modellbasierten Überhitzungsreglers mit inversem Modell im Vergleich. U_1 bezeichnet die Steuerspannung des EXV. Der PI-Regler ist auf den vorliegenden Betriebspunkt parametrisiert. Die integrierte quadratische Abweichung (ISD) der Überhitzung vom Sollwert ist beim modellbasierten Regler deutlich geringer.

Abbildung 4.8 zeigt die Reaktion der Überhitzung auf einen Sprung der Drehzahl für beide Regler. Andere Regler des Kältekreislaufs sind zum Versuchszeitpunkt nicht aktiv. Zum Zeitpunkt 0 s wird die Drehzahl des Scroll-Verdichters von 2200 auf 3000 Umdrehungen pro Minute erhöht. Der modellbasierte Regler bewirkt einen schnellen Anstieg der Steuerspannung, da er Kenntnis über die Änderung des Massenstroms durch den Drehzahlsprung besitzt und so schnell auf die Störung reagieren kann. Die Spannung steigt dabei zunächst auf einen Wert über dem späteren stationären Endwert. Der modellbasierte Regler versucht also dynamisch einer Erhöhung der Überhitzung entgegenzuwirken. Die Überhitzung sinkt zunächst durch die Querschnittsvergrößerung. Dies ist ein Zeichen dafür, dass das invertierte Teilmodell nicht exakt die Anlagendynamik beschreiben kann. Nach dem Absinken bis ca. 7 K steigt die Überhitzung und ab ca. 25 bis 30 s wird der Sollwert von 10 K wieder erreicht. Ab ca. 220 s weicht die Überhitzung für ungefähr 30 s um etwa 1 K ab. Abweichungen in dieser Größenordnung entstehen jedoch auch bei nicht aktiver Regelung im stationären Betrieb. Sie können durch die chaotische Zweiphasenströmung im Verdampfer oder sehr träge, im Simulationsmodell nicht betrachtete, Dynamiken entstehen.

Der PI-Regler kann nicht direkt auf den Drehzahlsprung reagieren, sondern erst auf eine Abweichung im Messwert der Überhitzung. Die Überhitzung steigt auf ca. 14,5 K bis der Regler die Erhöhung aufhalten kann. Im Folgenden kommt es zu einer abklingenden Schwingung der Überhitzung bis beim Zeitpunkt 260 s der Sollwert wieder stationär erreicht wird. Der Faktor zwischen den integrierten quadratischen Abweichungen beträgt 7,7. Die maximalen Ausschläge nach oben und unten sind höher als bei Verwendung des modellbasierten Reglers.

Eine langsamere Auslegung des PI-Reglers kann die Schwingung der Überhitzung reduzieren. Dies führt aber zu einer größeren maximalen Abweichung vom Sollwert und liefert nicht zwingend ein zufriedenstellendes Ergebnis.

In Abbildung 4.9 ist die Reaktion auf einen Sollwertsprung für beide Regler dargestellt. Beide Regler führen die Überhitzung ohne Schwingungen zum neuen Sollwert. Die Steuerspannung des modellbasierten Reglers sinkt zu Anfang kurzzeitig aber deutlich ab. Dies liegt daran, dass die Überhitzung möglichst sprunghaft ihren neuen Sollwert erreichen soll. Ein schneller, hoher Ausschlag der Steuerspannung ist die Folge. Durch die vorhandene Dynamik ist eine sprunghafte Steigerung der Überhitzung jedoch nicht möglich. Die integrierte quadratische Abweichung bei Verwendung des modellbasierten Reglers ist um Faktor 1,8 höher als beim PI-Regler. Dies liegt unter anderem daran, dass der im modellbasierten Regler enthaltene PI-Regler vergleichsweise langsam ausgelegt ist, auch im Vergleich zum reinen PI-Regler. Die langsame Auslegung hat den Vorteil, dass Störeinflüsse zuerst über das inverse Modell ausgeglichen werden und der PI-Regler nicht zu einer Überreaktion führt. Da sich der Überhitzungssollwert der meisten Anlagen nicht

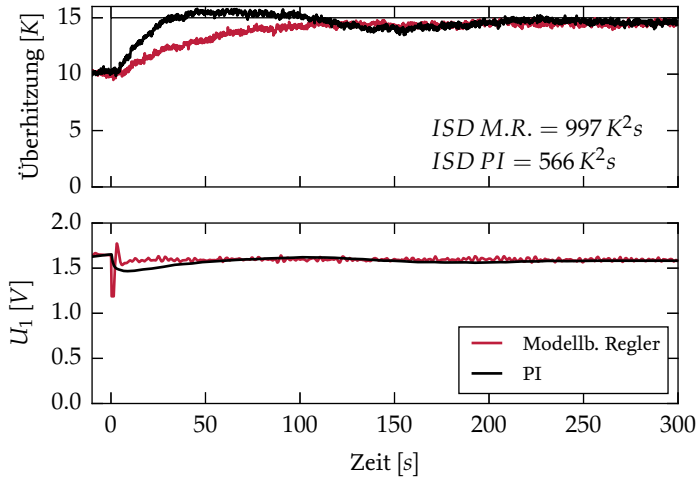


Abbildung 4.9: Reaktion eines PI-Reglers und des modellbasierten Reglers mit inversem Modell auf einen Sollwertsprung im Vergleich. Der PI-Regler ist auf den vorliegenden Betriebspunkt parametrisiert. Die integrierte quadratische Abweichung (ISD) der Überhitzung vom Sollwert ist beim PI-Regler geringer.

oder nur langsam ändert, ist die langsame Auslegung kein sich stark auswirkender Nachteil.

Bei den dargestellten Vergleichen ist zu beachten, dass der PI-Regler genau für den betrachteten Betriebspunkt ausgelegt ist. In anderen Betriebspunkten wird der PI-Regler nicht die gleiche Regelgüte erreichen können, während der modellbasierte Regler durch sein nichtlineares inverses Modell auch in anderen Betriebspunkten zuverlässig funktioniert.

5 Bewertung der Regelungskonzepte

Als ein Ergebnis der bisherigen Arbeit kann festgehalten werden, dass je nach Betriebspunkt unterschiedliche Eingrößenregelschema verwendet werden sollten. Im folgenden Abschnitt wird anhand eines Beispiels bewiesen, dass diese Erkenntnis in der Praxis nicht vernachlässigt werden darf. Ein weiteres Ergebnis ist die modellbasierte Überhitzungsregelung, die schneller auf Änderungen in anderen Regelkreisen und Störeinflüsse reagieren kann als ein linearer Regler. Dieser Vorteil wird anhand einer Simulation des Thermomanagementsystems in Abschnitt 5.2 veranschaulicht. Abschnitt 5.3 zeigt, wie der Überhitzungsregler zu einer hohen Anlageneffizienz beitragen kann.

5.1 Umschaltung des Regelschemas bei Wechsel des Betriebsszenarios

Aus der regelungstechnischen Analyse ergibt sich, dass sich die Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen beim Wechsel in andere Betriebsszenarios ändern können. Dies ist unter anderem dann der Fall, wenn sich die Temperaturdifferenz zwischen den Austrittstemperaturen der Sekundärfluide T_1 und T_2 ändert. Abbildung 3.12 zeigt, dass die niedrigere Temperatur mithilfe des Verdichters geregelt werden sollte und die Überhitzung mit dem EXV im Verdampferpfad mit dem geringeren Temperaturniveau. Abbildung 5.1 stellt zwei verschiedene PI-Eingrößenregelschemata für die Fälle dar, dass $T_1 > T_2$ und $T_1 < T_2$ ist.

Im Folgenden soll gezeigt werden, welchen Einfluss die Änderungen der Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen auf das Anlagenverhalten mit aktiven Eingrößenreglern haben. Es werden zwei Simulationen der Laboranlage betrachtet, die sich zum Startzeitpunkt jeweils im stationären Zustand befindet, wobei $T_2 > T_1$ ist. Die Ergebnisse der Simulationen sind in Abbildung 5.2 dargestellt. Die Regelschemata beider Simulationen sind beim Startzeitpunkt gleich und für den vorliegenden Betriebspunkt ausgewählt. Die verwendeten PI-Regler sind für diesen Punkt parametrisiert. Zum Zeitpunkt $t = 100\text{ s}$ wird jeweils eine Störung in Form eines Sprungs des Sekundärfluidvolumenstroms des Verdampfers 1 um 20% auf die Anlage gegeben. Zum Zeitpunkt $t = 400\text{ s}$ wird der Sprung in die andere Richtung, also wieder zum Ausgangspunkt, ausgeführt. Die beiden Simulationen unterscheiden sich aufgrund des gleichen Regelschemas nicht. Es ist zu erkennen, dass

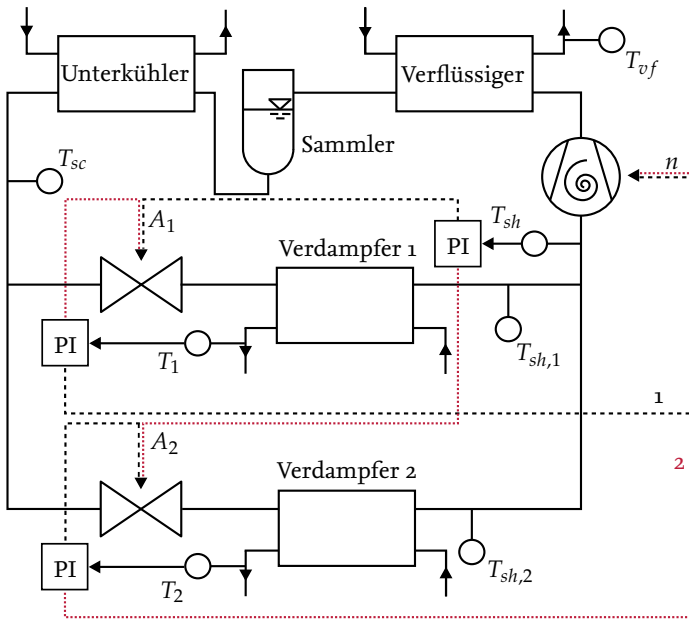


Abbildung 5.1: Laboranlage mit zwei PI-Regelungsschemata für verschiedene Betriebsszenarios. Die Schemata ergeben sich aus der RGA-Analyse (s. Tabelle 3.1).

sich die Störungen auf T_1 und besonders auf die Überhitzung auswirken. Die Regelung kann die Störungen jeweils ausgleichen und die Anlage zum Sollbetriebspunkt führen.

Ab $t = 1000$ s wird der Sollwert von T_2 langsam verringert und unterschreitet den Sollwert von T_1 bei $t = 1250$ s. Zu diesem Zeitpunkt ändert sich das laut Kopplungsanalyse beste Regelschema (vgl. Tabellen 3.1 b und c). In einer Simulation wird das Regelschema nun umgeschaltet, während es in der anderen unverändert bleibt. Pollak (2016) diskutiert, wie zwischen Regelschemata für eine Kälteanlage mit parallelen Verdampfern effektiv umgeschaltet werden kann. Hier wird die Umschaltung durch das Unterschreiten des Sollwerts von T_2 unter den von T_1 ausgelöst. Den PI-Reglern wird durch das Umschalten ein anderes Stellglied zugeordnet. Der PI-Regler zur Regelung von T_1 wirkt z.B. statt auf den Verdichter auf das EXV 1. Um eine stoßfreie Umschaltung zu gewährleisten, werden die I-Anteile passend zu ihren Ausgabewerten reinitialisiert. Außerdem werden die Parameter der Temperaturregler geändert. Um einen aussagekräftigen Vergleich zu erhalten, werden die Parameter nicht an den veränderten Betriebspunkt angepasst, sondern lediglich mit den Parametern des anderen Temperaturreglers getauscht. Die Parameter des Überhitzungsreglers bleiben gleich, der Regler stellt nach der Umschaltung aber das andere EXV.

In beiden Simulationen ändern sich durch die sinkende Temperatur T_2 sowohl T_1 als auch die Überhitzung. Im Fall der Beibehaltung des Regelschemas sinkt die Überhitzung, sodass für ca. 150 Sekunden zweiphasiges Kältemittel in den Verdichter strömt. Anschließend schwingt die Überhitzung und pendelt sich wieder auf ihren Sollwert ein. Wird das Regelschema umgeschaltet, sinkt die Überhitzung nicht bis 0 K ab, schwingt nicht, erreicht jedoch den Sollwert auch nicht deutlich schneller. Die Temperatur T_1 weicht bei Umschaltung des Schemas weniger stark vom Sollwert ab, als wenn nicht umgeschaltet wird. In beiden Simulationen erreicht die Anlage nach Absenkung des Sollwerts wieder einen stationären Zustand. Zum Zeitpunkt $t = 3000$ s wirkt eine Störung von gleicher Form wie bei $t = 100$ s auf die Anlage. Während die Sollwerte beim Betrieb mit dem umgeschalteten Regelungsschema schnell wieder erreicht werden, bewirkt die Störung in der anderen Simulation eine Dauerschwingung der Überhitzung und, mit geringerer Amplitude, der Temperaturen.

Die Untersuchung zeigt, wie sich die aus der regelungstechnischen Analyse ergebenden verschiedenen Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen in der Praxis auswirken. Ein Eingrößenregelschema, das in einem Betriebspunkt funktioniert, kann in einem anderen Punkt instabil sein und zu Schwingungen führen. Die Änderung der Kopplungen darf nicht vernachlässigt werden. Sollen Eingrößenregler, wie sie von Anwendern bevorzugt werden, Verwendung finden, kann eine Umschaltung zwischen verschiedenen Schemata zwingend sein. Alternativ ließe sich ein nichtlinearer Mehrgrößenregler einsetzen, der jedoch eine komplexe Parametrierung erfordert.

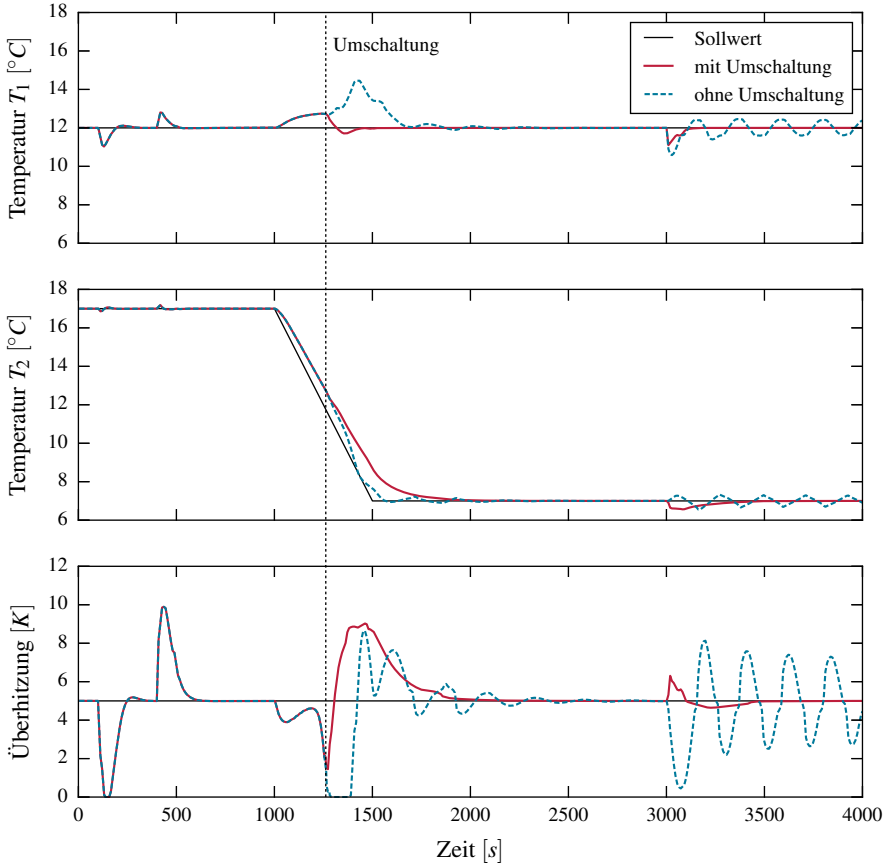


Abbildung 5.2: PI-Eingrößenregelung der Laboranlage mit und ohne Umschaltung der Regelstruktur. Zu den Zeitpunkten $t = 100$ s und $t = 3000$ s wird jeweils eine Störung des Volumenstroms (Sprung) am Verdampfer 1 auf das System gegeben. Bei $t = 400$ s wird die Störung aufgehoben.

5.2 Störungsverhalten des modellbasierten Überhitzungsreglers

Wie in Abschnitt 4.5 an der Laboranlage demonstriert, besitzt der modellbasierte Überhitzungsregler insbesondere Vorteile bei der Reaktion auf Störeinflüsse. In einem weiteren Schritt wird der Überhitzungsregler in einer Simulation des Thermomanagementsystems angewendet, um zu zeigen, wie er auf typische Störeinflüsse im Fahrzeug reagiert. Das Thermomanagementsystem wird dazu in einem typischen Kühlfall betrieben. Bei einer Umgebungstemperatur von 30 °C und einer relativen Luftfeuchtigkeit von 40 % soll der Innenraum klimatisiert und die Batterie gekühlt werden. Der Innenraum wird zunächst ohne Umluft betrieben und die Batterie ist auf Umgebungstemperatur erwärmt. Die Sollwerte zu Anfang der Simulation liegen bei 15 °C Luftaustrittstemperatur aus dem Verdampfer, 25 °C Kühlflüssigkeitstemperatur und 10 K Überhitzung. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs ändert sich gemäß eines realitätsnahen Fahrprofils, das in Anhang F dargestellt ist. Die Fahrgeschwindigkeit wirkt sich über ein Fahrwiderstandsmodell auf die entstehende Wärme in der Batterie aus.

Das Regelschema für diesen Anwendungsfall ergibt sich aus Abbildung 3.12. Die Solltemperatur der ins Fahrzeug einströmenden Luft ist geringer als die Solltemperatur des Batteriekühlkreislaufs. Die Überhitzung wird dementsprechend mit dem EXV im Klimaverdampferpfad und dem modellbasierten Regler eingestellt. Die Lufttemperatur wird über den Verdichter und die Wassertemperatur im Kühlkreislauf über das andere EXV mit je einem PI-Regler geregelt. Der Lufttemperaturregler verwendet Gain-Scheduling zur Kompensation der Nichtlinearität in Bezug auf die Kälteleistung, wie in Abschnitt 3.6 empfohlen wird. Als Bewertungsmaßstab dient eine weitere Simulation, in der der modellbasierte Regler durch einen weiteren PI-Regler ersetzt wird. Alle verwendeten PI-Regler sind mithilfe des AMIGO-Verfahrens und einer anschließenden manuellen Optimierung ausgelegt (vgl. Abschnitt 4.5).

Über eine Fahrtdauer von 1200 s wirken mehrere Störungen und Sollwertänderungen auf das System, die in Tabelle 5.1 aufgelistet sind. Abbildung 5.3 zeigt den Verlauf aller Regelgrößen und den Verlauf des Ventilquerschnitts A_1 des modellbasierten Überhitzungsreglers und des PI-Reglers im Vergleich. Nach 100 s wird, wie aus Tabelle 5.1 ersichtlich ist, der Sollwert der Lufttemperatur verändert. In der Folge ändert sich die Verdichterdrehzahl, die sich auf die Kältemitteldrücke auswirkt. Für den Überhitzungsregler bedeutet dies eine Störung. Das Regelkonzept mit modellbasiertem Überhitzungsregler und das nur aus PI-Reglern bestehende Konzept erreichen den neuen Sollwert der Lufttemperatur ähnlich schnell. Dies gilt ebenso für die Sollwertänderung bei 300 s. Die ähnlichen Verläufe von T_1 und T_2 verwundern nicht, da beide Regelkonzepte zur Temperaturregelung die gleichen PI-Regler verwenden. Die Verläufe der Überhitzungen weichen deutlich voneinander ab.

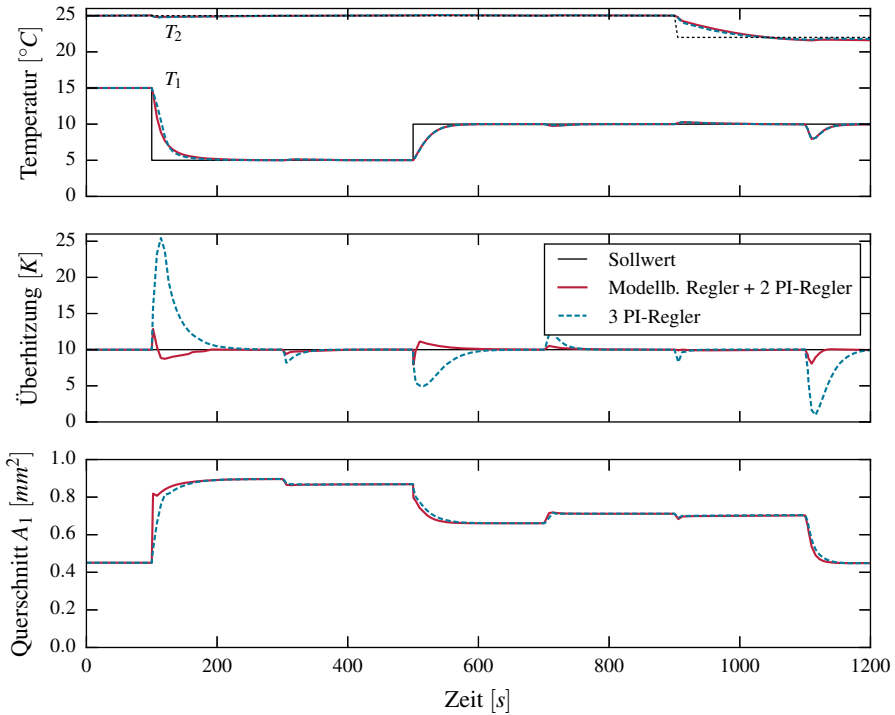


Abbildung 5.3: Vergleich des modellbasierten Regelkonzepts mit reiner PI-Regelung bei auftretenden Störeinflüssen. Lufttemperatur T_1 und Kühlflüssigkeitstemperatur T_2 werden in beiden Fällen mit PI-Reglern eingestellt.

$t = 100$ s	Senkung der Luftsolltemperatur von 15 auf 5 °C
$t = 300$ s	Erhöhung der Lüfterdrehzahl am Verflüssiger
$t = 500$ s	Erhöhung der Luftsolltemperatur von 5 auf 10 °C
$t = 700$ s	Kurzzeitige Absenkung der Umgebungstemperatur um 5 K durch eine Tunnelfahrt
$t = 900$ s	Senkung der Kühlflüssigkeitssolltemperatur von 25 auf 22 °C, um Batteriekühlung zu gewährleisten
$t = 1100$ s	Senkung der Lufttemperatur vor dem Verdampfer von 30 auf 25 °C durch Umschaltung auf anteiligen Umluftbetrieb

Tabelle 5.1: Während des Fahrzyklus auf das Thermomanagementsystem wirkende Störeinflüsse

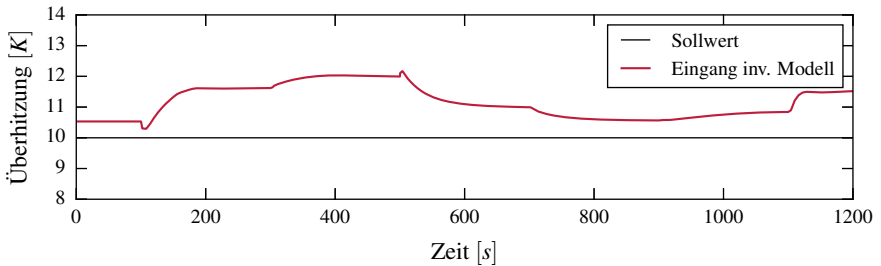


Abbildung 5.4: Der Eingang des inversen Modells, der im Idealfall gleich dem Sollwert wäre, wird während der Simulation vom im modellbasierten Regler enthaltenen PI-Regler verändert, um Modellabweichungen auszugleichen (vgl. Abbildung 4.7).

Der modellbasierte Ansatz führt zu einer Entkopplung der Regelschleifen, da sich eine Änderung der Luftsolltemperatur, die über den Verdichter eingestellt wird, kaum auf die Überhitzung auswirkt, die mit dem EXV eingestellt wird. Auch bei den anderen Störeinflüssen zeigt der modellbasierte Regler ein besseres Störverhalten als der PI-Regler. Besonders die Störung der Lufttemperatur bei 1100 s, die direkt auf den Klimaverdampfer wirkt, kann vom PI-Regler nicht angemessen behandelt werden. Das PI-Konzept führt zu maximalen Abweichungen von 15 K und -9 K. Die Abweichungen bei Verwendung des modellbasierten Reglers liegen bei weniger als ± 2 K. Die integrierten quadratischen Abweichungen der Überhitzung vom Sollwert können nach Gleichung 4.11 bestimmt werden und liegen bei $8188 \text{ K}^2 \text{ s}$ für den PI-Regler und bei $151 \text{ K}^2 \text{ s}$ für den modellbasierten Regler.

Beim Betrachten des Ventilquerschnitts A_1 fällt auf, dass sich die Verläufe bei Verwendung des modellbasierten Reglers und des PI-Reglers stark ähneln. Dies ist ein Anzeichen dafür, dass der als Vergleichsbasis dienende PI-Regler sinnvoll ausgelegt ist. In den entscheidenden Situationen reagiert der modellbasierte Regler jedoch schneller. Beispielsweise zeigt A_1 nach der Störung bei 100 s für den modellbasierten Regler einen sprunghaften Anstieg. Der PI-Regler erreicht die gleiche Ventilöffnung erst ungefähr 18 s später.

Interessant ist die Betrachtung des Verhaltens des im modellbasierten Regler enthaltenen PI-Reglers (vgl. Abbildung 4.7). Dieser manipuliert den Eingang des inversen Modells, um Modellungenauigkeiten auszugleichen. Idealerweise ist der PI-Regler dann ohne Funktion, wenn die Regelstrecke perfekt abgebildet ist. Dies ist hier, wie in der Praxis immer, nicht der Fall. Abbildung 5.4 zeigt den Eingang des inversen Modells. Zu Beginn der Simulation beträgt der Eingang ca. 10,6 K anstatt eines Sollwerts von 10 K. Das inverse Modell weicht also stationär um 0,6 K Überhitzung vom komplexen Gesamtsystemmodell ab. Dies bedeutet, dass das inverse Modell ohne den vorgeschalteten PI-Regler einen etwas zu

geringen Ventilquerschnitt einstellen würde. Der PI-Regler ist so ausgelegt, dass er langsam auf stationäre Abweichungen der Regelgröße vom Sollwert reagiert und die schnelle Störungsreaktion dem inversen Modell überlässt. Dies gelingt insbesondere durch einen geringen proportionalen Anteil. Insgesamt ändert sich das Signal im Laufe der Simulation um weniger als 2 K. Im Verhältnis zur gesamten Enthalpieerhöhung im Verdampfer ist dies ausgesprochen wenig. Werden diese 2 K Abweichung toleriert, kann auf den PI-Regler innerhalb des modellbasierten Reglers verzichtet werden.

Der Vergleich zeigt, dass der modellbasierte Überhitzungsregler ein deutlich besseres Störverhalten zeigt als ein PI-Regler. Die Regelreserve zu einer Überhitzung von 0 K ist ca. 7 K höher. Die integrierte quadratische Abweichung der Überhitzung vom Sollwert beträgt für das modellbasierte Regelkonzept nur knapp 2 % der Abweichung des PI-Regelkonzepts. Aus dem Verlauf der Luft- und Kühlflüssigkeitstemperaturen T_1 und T_2 ergibt sich, dass für die anderen Regelschleifen PI-Regler zu einem guten Ergebnis führen. Das Ergebnis der regelungstechnischen Analyse bestätigt sich.

5.3 Einfluss der Überhitzungsregelung auf die Effizienz

Die vorangegangenen Abschnitte zeigen, dass die Wahl eines geeigneten Regelschemas und die modellbasierte Überhitzungsregelung Schwingungen in einer Kälteanlage reduzieren und zu einem gut gedämpften Anlagenverhalten beitragen können. Stabilität und geringe Störanfälligkeit sind Vorteile, die zudem auch die Effizienz einer Anlage begünstigen. Die Effizienz lässt sich mithilfe der Leistungszahl (engl. Coefficient of Performance, COP) beschreiben, die zugeführte Wärme im Kühlmodus bzw. abgegebene Wärme im Wärmepumpenmodus auf die zugeführte Arbeit bezieht.

Im Allgemeinen ist ein ungestörtes Anlagenverhalten effizienter als eine permanente Änderung von Temperaturen und Drücken. Unter anderem müssen die Aktuatoren, insbesondere der Verdichter, weniger beschleunigt und verzögert werden. Außerdem werden reibungsbehaftete Druckstöße reduziert. Fallahsohi u. a. (2010) messen an einer 160 kW-Anlage eine COP-Steigerung von 2,1 % durch eine verbesserte Überhitzungsregelung, die zu weniger Abweichungen und Schwingungen führt.

Der Wert der eingestellten Überhitzung hat ebenso eine starke Auswirkung auf die Anlageneffizienz. Eine hohe Überhitzung führt zu schlechterer Wärmeübertragung im Verdampfer, da im hinteren Teil des Verdampfers, in dem dann nur Gas strömt, kein zweiphasiger Wärmeübergang mehr stattfindet. Zur Übertragung des gleichen Wärmestroms wie im nicht überhitzten Verdampfer muss daher der Kältemitteldruck abgesenkt werden. Die überhitzte reine Gasphase besitzt außerdem eine geringe Dichte und führt durch die hohen Strömungsgeschwindigkeiten zu einem hohen Druckverlust. Durch diese Effekte

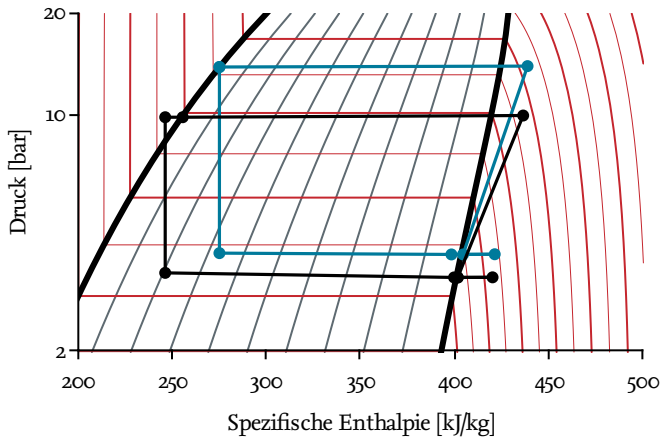


Abbildung 5.5: Kälteprozess des Thermomanagementsystems (schwarz) und ein aus dem Thermomanagementsystem abgeleiteter Wärmepumpenprozess (blau) bei einer Überhitzung vor dem Verdichter von jeweils 0 K.

saugt der Verdichter bei geringerem Druck und geringerer Dichte an. Die Verdichtereffizienz sinkt, da das Druckverhältnis steigt und die Drehzahl aufgrund der niedrigeren Ansaugdichte erhöht werden muss, um die gleiche Kälteleistung bereitzustellen. Die Kältemitteltemperatur am Verdichteraustritt steigt ebenfalls, wodurch das Kältemittel im Verflüssiger stärker enthitzt werden muss. Außerdem steigen auch hier aufgrund der niedrigeren Dichte die Druckverluste. Durch die üblicherweise hohen Temperaturdifferenzen zwischen Verdichteraustrittstemperatur und Sekundärfluidtemperatur des Verflüssigers ist die Enthitzungsstrecke jedoch insgesamt kurz und wirkt sich nicht nur untergeordnet auf die Effizienz aus. Es ist also sinnvoll, den Sollwert der Überhitzung möglichst gering zu wählen.

Die Bewertungsgrundlage für die Effizienzuntersuchung bildet das Thermomanagementsystem in einem typischen Klimatisierungs- und einem typischen Wärmepumpenfall, jeweils inklusive Batterie Kühlung. Die Abwärme der Batterie wird also als Wärmequelle für die Wärmepumpe verwendet. Abbildung 5,5 zeigt den Kälte- und Wärmepumpenprozess im Druck-Enthalpie-Diagramm.

Der Effizienzvorteil durch eine gering eingestellte Überhitzung kann wieder über den COP quantifiziert werden. Abbildung 5,6 zeigt die Abhängigkeit des COPs von der Überhitzung. Im Kühlmodus sinkt der COP mit steigender Überhitzung direkt ab. Im Wärmepumpen-

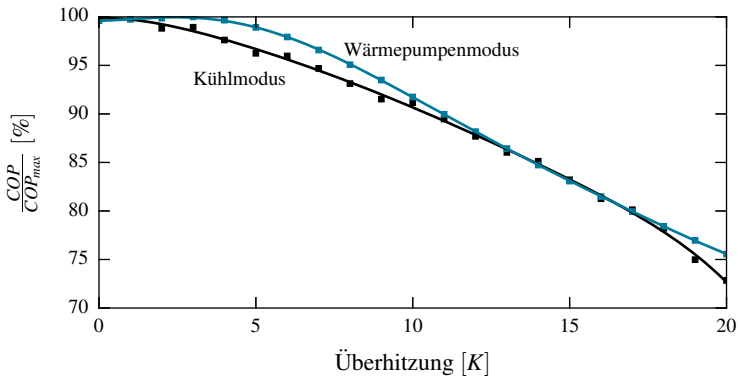


Abbildung 5.6: Einfluss der Überhitzung auf den COP des Thermomanagementsystems

modus sinkt der COP erst bei einer Überhitzung von 4 bis 5 K ab. Dies liegt daran, dass bei geringeren Überhitzungen noch zweiphasiges Kältemittel aus dem Umgebungswärmeübertrager austritt. Eine Überhitzung ergibt sich nur durch die Mischung mit dem Kältemittel aus dem Chiller zur Batteriekühlung. Die Vorteile der geringen Überhitzung vor dem Verdichter werden durch die nicht voll genutzte Verdampfungsenthalpie im Umgebungswärmeübertrager ungefähr ausgeglichen.

Bei Verwendung des modellbasierten Überhitzungsreglers, der Störeinflüsse und Nichtlinearitäten größtenteils kompensiert, kann ein sehr geringer Sollwert gewählt werden. Die in Abschnitt 1.1 angesprochene minimale stabile Überhitzung hängt von der Kälteleistung des jeweiligen Betriebspunkts und den verwendeten Wärmeübertragern ab. Unterhalb der minimalen Überhitzung kann es zu Schwingungen der gemessenen Überhitzung durch sich schnell ändernde zweiphasige Wärmeübergänge und zu austretenden Flüssigkeitstropfen oder -schwällen kommen. Für Flachrohrwärmeübertrager ist keine ausgeprägte Tendenz zu Schwingungen bei kleinen Überhitzungen bekannt. Als Sollwert werden daher 3 K gewählt. Abbildung 5.3 zeigt, dass für einen PI-Regler ein Sollwert von 10 K sinnvoll erscheint, um bei Störungen nicht in das Zweiphasengebiet zu gelangen. Der Effizienzvorteil einer Überhitzung von 3 gegenüber 10 K liegt laut Abbildung 5.6 bei ca. 8,8 % im Kühl- und 8,9 % im Wärmepumpenmodus. Die Untersuchungen von Fallahsohi u. a. (2010) bestätigen diese Ergebnisse. Sie betrachten ebenfalls den Einfluss der Überhitzung auf die Effizienz und gelangen zu einer Effizienzsteigerung von 6 % bei Reduktion der Überhitzung von 8 auf 5 K. Die Steigerung ist bei der von ihnen betrachteten 160 kW-Kälteanlage relativ ein wenig höher.

Das Klimatisierungsszenario aus dem vorherigen Abschnitt wird nun erneut betrachtet,

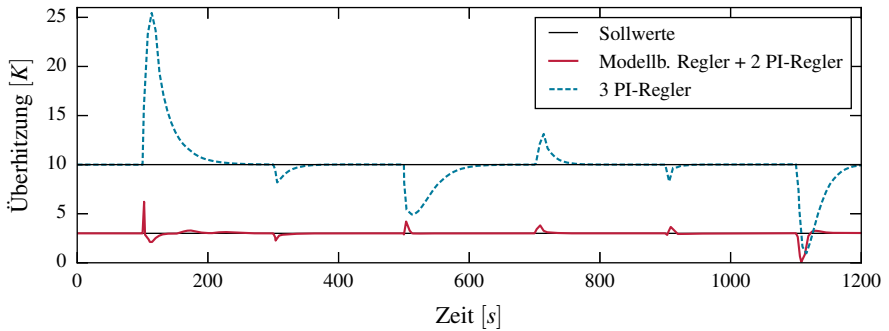


Abbildung 5.7: Simulation des Szenarios aus Abbildung 5.3 mit reduziertem Sollwert für den modellbasierten Regler. Die mittlere COP-Verbesserung im Vergleich zum PI-Regler beträgt 12,2 %.

mit der Änderung, dass der Sollwert für den modellbasierten Überhitzungsregler auf 3 K gesenkt wird. Abbildung 5.7 zeigt die Verläufe der Überhitzung für den unveränderten PI-Regler und den modellbasierten Regler. Der modellbasierte Regler zeigt einen sehr ähnlichen Verlauf wie in der Betrachtung mit einem Sollwert von 10 K. Die Überhitzung sinkt bei 1100 s kurz auf 0 K ab, jedoch ohne dass das Kältemittel am Verdampferaustritt die Taulinie unterschreitet. Die Wahl des neuen Sollwerts bestätigt sich damit. Der mittlere COP liegt für den modellbasierten Regler um 12,2 % über dem des PI-Reglers, sodass sich die Effizienzsteigerung leicht über der betrachteten stationären Steigerung befindet. Dies liegt zum einem am nahezu stationären Betrieb und zum anderen an der bei der PI-Regelung auftretenden hohen Überhitzung zwischen 100 s und 200 s.

Die entwickelte Überhitzungsregelung verbessert also nicht nur das Störverhalten der Anlage und entkoppelt die einzelnen Regelschleifen, sondern führt auch zu einer deutlichen Effizienzsteigerung.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

In der Einleitung der Arbeit wurden die Herausforderungen aufgezeigt, die bei der Regelung von komplexen Kälteanlagen existieren. Je nachdem, ob es sich um eine stationäre oder mobile Anwendungen handelt, sind die Betriebsbedingungen unterschiedlich stark variabel. Das Anlagenverhalten verändert sich je nach Betriebspunkt, ist also nichtlinear. Diese Nichtlinearität muss bei der Regelungsentwicklung berücksichtigt werden. Eine weitere Herausforderung sind Störeinflüsse durch äußere Einwirkungen oder durch Stellglieder anderer Regelschleifen. Besonders in Anlagen mit parallelen Verdampfern existieren Wechselwirkungen zwischen Stell-, Regel- und Störgrößen. Die Regelung der Überhitzung ist besonders herausfordernd, auch aufgrund ihrer komplexen Dynamik, und gleichzeitig wichtig für die Effizienz und Sicherheit.

Erstes Ziel der Arbeit war es, Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern aus regelungstechnischer Sicht zu analysieren, um nichtlineare und dynamische Zusammenhänge sichtbar zu machen und sinnvolle Regelkonzepte auszuwählen. Das zweite Ziel war die Entwicklung einer modellbasierten Überhitzungsregelung, die Nichtlinearitäten kompensieren und die bestehende Dynamik einbeziehen kann. Die Bewertung der ausgewählten Regelungskonzepte, insbesondere der Überhitzungsregelung, in Hinblick auf Störverhalten und Effizienz stellte das dritte Ziel dar.

Zur Erreichung der Ziele wurden zunächst zwei Kälteanlagen mit parallelen Verdampfern aus regelungstechnischer Sicht vorgestellt: eine Laboranlage mit Plattenwärmeübertragern und ein Thermomanagementsystem eines Elektrofahrzeugs zum Klimatisieren bzw. Heizen des Innenraums bei gleichzeitiger Kühlung der Traktionsbatterie. Beide Anlagen wurden mithilfe von physikalischen, gleichungsbasierten Simulationsmodellen abgebildet. Für das Laboranlagenmodell wurden Beziehungen für den Druckverlust und den Wärmeübergang in den Wärmeübertragern mit Messdaten kalibriert. Ebenso wurden das verlustbasierte Verdichtermodell und das Modell des Expansionsventils parametrisiert. Das Gesamtanlagenmodell wurde anschließend umfassend, auch dynamisch, mit sehr hoher Güte validiert. Das Modell der Laboranlage wurde in einem weiteren Schritt noch erweitert, um weitere Anlagentopologien analysieren zu können.

Im Rahmen der regelungstechnischen Analyse wurden die Auswahl von Stell- und Regelgrößen diskutiert und mithilfe von Relative Gain Arrays (RGA) die Kopplungen der Größen untersucht. RGAs stellten sich dabei als schnell einsetzbare Methode dar, um einen Überblick über mögliche Regelschemata zu erlangen. Die Betrachtung der Kopplungen für mehrere definierte Betriebsszenarien führte zu bisher nicht bekannten Ergebnissen. Es zeigte sich, dass sich die Kopplungen zwischen Stell- und Regelgrößen je nach Szenario deutlich unterscheiden. Um dies in der Regelungsentwicklung zu berücksichtigen, sind entweder Mehrgrößenregler erforderlich oder es muss zwischen unterschiedlichen Eingrößenregelschemata umgeschaltet werden. Aufbauend auf den Ergebnissen wurden die Nichtlinearitäten der Laboranlage und des Thermomanagementsystems systematisch analysiert, indem statische Verstärkungen an verschiedenen Betriebspunkten eines Versuchsplans betrachtet wurden. Durch diese neue wissenschaftliche Darstellung konnten Nichtlinearitäten bestimmten Betriebspunktcharakteristika klar zugeordnet werden. Die Auswirkung des Ventilquerschnitts auf die Überhitzung hängt nichtlinear von mehreren Charakteristika ab. Der Zusammenhang zwischen Verdichterdrehzahl und Sekundärfluidtemperatur ist deutlich nichtlinear in Abhängigkeit der relativen Kälteleistung.

Für die Regelgrößen wurden zusätzlich die statischen Reaktionen auf äußere Störeinflüsse und die dynamischen Reaktionen auf Stellgrößenänderungen betrachtet. Die Überhitzung ist die Größe, die am stärksten auf Störeinflüsse reagiert und die höchste zeitliche Verzögerung nach Stellgrößenveränderungen aufweist. Die Regelung der Überhitzung ergibt sich aufgrund der Erkenntnisse als größte regelungstechnische Herausforderung bei Parallelverdampferanlagen.

Aufbauend auf den Analyseergebnissen wurden für unterschiedliche Betriebsszenarien verschiedene Eingrößenregelschemata entwickelt. Weitere Schemata ergeben sich direkt aus den RGAs für andere Anlagenkonfigurationen. Für die Regelung der Sekundärfluidtemperaturen genügen PI-Regler, die je nach Variabilität der Betriebsbedingungen mit Gain-Scheduling ausgestattet sein sollten. Zur Behandlung des hoch nichtlinearen Verhaltens zwischen Expansionsventil und Überhitzung sowie der Abhängigkeit der Überhitzung von Störeinflüssen durch andere Stellglieder und äußere Einwirkungen wurde ein modellbasierter Regler entwickelt, der eine nichtlineare Streckenkompensation inklusive Störgrößenaufschaltung beinhaltet. Die Grundlage des Reglers bildet ein dynamisches, nichtlineares, inverses Modell eines Verdampferpfads inklusive elektronischem Expansionsventil. Die Invertierung von komplexen thermischen Modellen zur Regelung von Kältekreisläufen war vorher nicht bekannt. Der Regler kann die Systemkenntnis des inversen Modells nutzen und schnell auf Störeinflüsse und Veränderungen in anderen Regelkreisen reagieren. Die Invertierung der einzelnen Komponentenmodelle, mathematisch eine Umformung von nichtlinearen Differentialgleichungssystemen, kann nach wenigen Vereinfachungen automatisiert in einer Modelica-Entwicklungsumgebung geschehen. Die Funktionsfähigkeit des modellbasierten Überhitzungsreglers wurde an der

realen Laboranlage demonstriert und die Vorteile aufgezeigt.

Zum Abschluss der Arbeit wurden sowohl die entwickelten Regelschemata als auch der Überhitzungsregler bewertet, auch im Vergleich mit typischen linearen Reglern. Es wurde anhand einer Simulation der Laboranlage gezeigt, dass ein sicherer und effizienter Betrieb nicht ohne eine betriebspunktabhängige Umschaltung der Regelschemata sichergestellt werden kann. Außerdem wurde dargestellt, dass der modellbasierte Überhitzungsregler deutlich besser auf Störeinflüsse, wie sie in einem Thermomanagementsystem vorkommen, reagieren und somit die Überhitzung deutlich näher an ihrem Sollwert gehalten werden kann als bei Verwendung eines PI-Reglers. Die mittlere quadratische Abweichung vom Sollwert beträgt weniger als 2 % derjenigen des PI-Reglers. Durch ein besseres Störverhalten der Kälteanlage und der Möglichkeit, den Überhitzungssollwert zu senken, können deutliche Effizienzsteigerungen erreicht werden. Im betrachteten Betriebsszenario des Thermomanagementsystems liegt die Effizienzsteigerung bei 12,2 %.

Ausblick

Im Rahmen der durchgeführten regelungstechnischen Analyse wurde unter anderem die Dynamik zwischen Stell- und Regelgrößen betrachtet. In zukünftigen Arbeiten kann noch tiefer gehend untersucht werden, ob und durch welche Mechanismen sich die Dynamik an verschiedenen Betriebspunkten unterscheidet. Dazu ist vermutlich eine genaue Betrachtung des Kältemittelschlupfs notwendig. Die dynamische Regelung kann durch eine genauere Abbildung der Dynamik in Modellen weiter verbessert werden.

Neben der mathematischen Optimierung einzelner Komponenten und Systeme wird in Zukunft auch verstärkt die Topologie thermischer Systeme, also die Auswahl und Konfiguration der Komponenten, optimiert werden. Zur Bewertung der Topologien muss immer eine zweckmäßige Regelung zur Verfügung stehen. Hier können Methoden der regelungstechnischen Analyse behilflich sein, um für verschiedene Topologien weitgehend automatisiert sinnvolle Regler und Regelschemata bereitzustellen. Zusätzlich können Systemkonfigurationen hinsichtlich ihrer Regelbarkeit bewertet werden.

Der Einsatz nichtlinearer inverser Modelle zur Steuerung und Regelung von thermischen Systemen stellt eine ausgesprochen sinnvolle Methodik dar, da die benötigten Modellgleichungen oftmals schon in Simulationsmodellen zur Verfügung stehen. Die Parametrierung der invertierten Komponentenmodelle ist für Anwender außerdem naheliegender als die von separat entwickelten Reglermodellen. Deswegen ist die Verwendung inverser Modelle auch für andere Regelkreise in komplexen Kältekreisläufen, wie z.B. Druckregelungen, oder anderen thermischen Anlagen sinnvoll. Vor der Anwendung im industriellen Maßstab ist die Ausführung der Modelle auf Steuergeräten zu untersuchen. Wahrscheinlich sind Code-Optimierungen oder Vereinfachungen notwendig.

A Nomenklatur

Lateinische Symbole

a	Koeffizient	n	Koeffizient
A	Fläche	n	Verdichterdrehzahl
A	Systemmatrix	Nu	Nußelt-Zahl
b	Koeffizient	p	Druck
B	Eingangsmatrix	P	Leistung
c	Nußelt-Korrekturfaktor	Pr	Prandtl-Zahl
c	Spezifische Wärmekapazität	q	Druckverlustkoeffizient
C	Wärmekapazität	Q	Wärme
C	elektr. Kapazität	\dot{Q}	Wärmestrom
C	Kapazität (galvanische Zelle)	r	Druckverlustexponent
C	Ausgangsmatrix	r	relativer Grad
d	Durchmesser	R	Regler
d	Störgrößenvektor	R	Elektrischer Widerstand
D	Tiefe	R	Wärmeleitwiderstand
D	Durchgangsmatrix	Re	Reynolds-Zahl
f	Frequenz	s	Laplace-Variable
F	Faraday-Konstante	S	Entropie
F	Filter	t	Zeit
G	Regelstrecke	T	Temperatur
h	Spezifische Enthalpie	T	Zeitkonstante
I	Stromstärke	u	Innere Energie
j	Koeffizient Lamelle	\mathbf{u}	Eingangsvektor
k	Rauheit	U	Spannung
K_s	Statikmatrix	v	Strömungsgeschwindigkeit
K_d	Dynamische Kopplungsmatrix	v	spezifisches Volumen
l	Charakteristische Länge	V	Volumen
L	Länge	\dot{V}	Volumenstrom
m	Koeffizient	w	Führungsgröße
m	Masse	x	Zustandsvektor
\dot{m}	Massenstrom	y	Ausgangsvektor
n	Anzahl		

Griechische Symbole

α	Wärmeübertragungskoeffizient	η	Dynamische Viskosität
α	Durchflusszahl	λ	Wärmeleitfähigkeit
β	Isobarer Ausdehnungskoeffizient	λ	Rohrreibungszahl
Δ	Differenz	λ	RGA-Element
ϵ	Expansionszahl	ρ	Dichte
ζ	Druckverlustbeiwert		

Indizes

\wedge	Angenähertes Modell	n	nieder
0	Anfangswert / Nominalwert	p	isobar
1	Verdampferpfad 1	q	Querschnitt
2	Verdampferpfad 2	R	Kältemittel
3	Verdampferpfad 3	<i>Reib</i>	Reibung
<i>Antr</i>	Antrieb	<i>rev</i>	reversibel
<i>aus</i>	Austritt	s	Sättigungszustand
<i>äq</i>	äquivalent	sc	Unterkühlung
<i>eff</i>	effektiv	sh	Überhitzung
<i>ein</i>	Eintritt	<i>Sim</i>	Simulation
c	Kapazität	T	Temperatur
el	elektrisch	T	transponiert
<i>Exp</i>	Experiment	T	Totzeit
<i>EXV</i>	Expansionsventil	th	thermisch
h	isenthalp	u	Eingang
h	hoch	<i>umg</i>	Umgebung
<i>hyd</i>	hydraulisch	v	Zustand auf der Taulinie
i	Zählvariable	<i>verl</i>	Verlust
<i>irrev</i>	irreversibel	<i>vd</i>	Verdampfung
is	isentrop	vf	Verflüssiger
kv	Kontrollvolumen	w	Wasser
l	Zustand auf der Siedelinie	<i>Wand</i>	Wand
l	Luft	y	Ausgang
<i>lam</i>	Lamelle		
<i>liq</i>	Flüssigkeit		
<i>MV</i>	Mischvolumen		
n	Ordnung		

B Modellgleichungen des Scrollverdichters

Die folgenden Gleichungen und Bezeichnungen sind aus Schedel u. a. (2013) entnommen bzw. abgeleitet.

- Isentrope Verdichtung $P_{is} = \dot{m} \cdot (h_{h,is} - h_n)$
- Druckabfall Niederdruckseite $\dot{m} = A_{Ein} \sqrt{2 \cdot \rho_n \cdot \Delta p}$
- Leckagemassenstrom $\dot{m}_{Leckage} = A_{Leckage} \sqrt{2 \cdot \rho_h \cdot (p_h - p_n)}$
- Antriebsleistung $P_{Welle} = \eta_M \cdot P_{el}$
- Reibleistung $P_{Reib} = a_{Reib} \cdot (\pi \cdot n \cdot d)^{b_{Reib}}$
- Wärmestrom vom Motor $\dot{Q}_n = (1 - \eta_M) \cdot P_{el}$
- Wärmeverlust an die Umgebung $\dot{Q}_{umg} = \frac{1}{R_{umg}} (T_h - T_{umg})$

C Parametrierung des Thermomanagementsystemmodells

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
Verdichter			
V_{Hub}	32,94	cm^3	Verdrängungsvolumen
V_{Saug}	0,01	cm^3	Saugseitiges Kältemittelvolumen
V_{Druck}	0,01	cm^3	Druckseitiges Kältemittelvolumen
A_{Ein}	0,68	cm^2	Kleinste Querschnittsfläche am Eintritt
A_{Aus}	0,27	cm^2	Kleinste Querschnittsfläche am Austritt
$A_{Leckage}$	0,028	cm^2	Querschnittsfläche Leckage
a_{Reib}	0,076	W	Reibungskoeffizient
b_{Reib}	1,55		Reibungsexponent
η_M	0,68		Wirkungsgrad der Antriebseinheit
R_{Antr}	3,3	W/K	Wärmeleitwiderstand zur Antriebseinheit
R_{Umg}	0,13	W/K	Wärmeleitwiderstand zur Umgebung
Umgebungswärmeübertrager			
L	530	mm	Länge
H	390	mm	Höhe
D	17,5	mm	Tiefe
A_R	0,62	m^2	Wärmeübertragungsfläche R134a
A_l	4,52	m^2	Wärmeübertragungsfläche Luft
V	$8 \cdot 10^{-4}$	m^3	Kältemittelvolumen Sammler
ρ_W	2700	kg/m^3	Dichte des Wandmaterials
c_W	920	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Wand
λ_W	215	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Wand
α	4200	$\text{W/m}^2\text{K}$	Zweiphasiger Wärmeübertragungskoeffizient Verflüssigung
Innenraumwärmeübertrager			
L	199	mm	Länge
H	306	mm	Höhe
D	60	mm	Tiefe
A_R	0,91	m^2	Wärmeübertragungsfläche R134a
A_l	4,72	m^2	Wärmeübertragungsfläche Luft

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
ρ_W	2700	kg/m^3	Dichte des Wandmaterials
c_W	920	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Wand
λ_W	215	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Wand
α	3700	$\text{W/m}^2\text{K}$	Zweiphasiger Wärmeübertragungskoeffizient Verdampfung
k	0,2	mm	Rauheit der Wand
Chiller			
n	19		Anzahl Platten
L	0,15	m	Länge
H	0,11	m	Höhe
A	0,32	m^2	Wärmeübertragungsfläche
A_q	$2,57 \cdot 10^{-3}$	m^2	Querschnittsfläche der Fluidströme
D_W	0,3	mm	Wanddicke
l	0,0174	m	Charakteristische Länge
ρ_W	7800	kg/m^3	Dichte des Wandmaterials
c_W	490	J/kgK	Spezifische Wärmekapazität der Wand
λ_W	40	W/mK	Wärmeleitfähigkeit der Wand
q	$410 \cdot 10^6; 2,8 \cdot 10^6$	$\text{Pa s}^2/\text{kg}^2$	Druckverlustkoeffizienten Kältemittel
r	-1,047; -0,353	$\text{Pa s}^2/\text{kg}^2$	Druckverlustexponenten Kältemittel
b_{vd}	$2,654 \cdot 10^4$	$\text{J/kgm}^2\text{K}$	Koeffizient kältemittelseitige Nußelt-Beziehung
$\alpha_{vd,1}$	400	$\text{W/m}^2\text{K}$	Einphasiger kältemittelseitiger Wärmeübertragungs- koeffizient
Batterie			
C_0	25	A h	Nennkapazität (galvanische Zelle)
T_0	25	°C	Nenntemperatur
b_T	$3 \cdot 10^{-3}$	1/K	Temperaturabhängigkeitskoeffizient C
R_0	5	mΩ	Nennwiderstand
a_T	$-4 \cdot 10^{-3}$	1/K	Temperaturabhängigkeitskoeffizient R
a_{SOC}	-0,4		SOC-Abhängigkeitskoeffizient R
C_{th}	640	J/K	Thermische Kapazität (Zelle)
λ_{WE}	0,7	W/mK	Wärmeleitfähigkeit West-Ost
λ_{NS}	20	W/mK	Wärmeleitfähigkeit Nord-Süd

Tabelle C.1: Parameterwerte des Simulationsmodells des Thermomanagementsystems

Leerlaufspannung in Abhängigkeit des Ladezustands, abgeleitet aus Moss u. a. (2008)

$$OCV = 3,4 + 0,76 \cdot e^{-0,9(1-SOC)} - \frac{1}{1 + 58,2 \cdot SOC} \quad (C.1)$$

Entropieänderung in einer Lithium-Ionen-Zelle, abgeleitet aus Viswanathan u. a. (2010)

$$\begin{aligned} \Delta S_{rev} &= 42,7 + 4,35 SOC - 0,154 SOC^2 + 2,89 \cdot 10^{-3} SOC^3 - 2,69 \cdot 10^{-5} SOC^4 \\ &\quad + 9,70 \cdot 10^{-8} SOC^5 \text{ J/molK} \\ 0 &< SOC < 100 \end{aligned} \quad (C.2)$$

D Betriebsbedingungen und Sollwerte der regelungstechnischen Analyse

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
\dot{Q}	3; 4, 8 ; 6, 6	kW	Gesamtkälteleistung
$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$	60; 70 ; 80	%	Leistungsaufteilung zwischen Verdampfern
T_{sh}	5; 10 ; 15	K	Überhitzung
$T_2 - T_1$	0; 7, 5 ; 15	K	Solltemperaturdifferenz zwischen Verdampfern
$\dot{V}_{w,1}$	5	l/min	Volumenstrom Wasser-Glykol-Gemisch Verdampfer 1
$\dot{V}_{w,2}$	5	l/min	Volumenstrom Wasser-Glykol-Gemisch Verdampfer 2
$\dot{V}_{w,vf}$	25	l/min	Volumenstrom Wasser Verflüssiger
$\dot{V}_{w,sc}$	1, 5	l/min	Volumenstrom Wasser Unterkühler
$T_{w,1,in}$	20	°C	Eintrittstemperatur Verdampfer 1 im Normalbetriebspunkt
$T_{w,vf,in}$	30	°C	Eintrittstemperatur Wasser Verflüssiger
$T_{w,sc,in}$	5	°C	Eintrittstemperatur Wasser Unterkühler
T_{umg}	20	°C	Umgebungstemperatur

Tabelle D.1: Betriebsbedingungen des Laboranlagenmodells und Stufen des vollfaktoriellen Versuchsplans. Die Stufen des Normalbetriebspunkts sind fett markiert.

Symbol	Wert	Einheit	Beschreibung
$\frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_2}$	60; 70 ; 80	%	Leistungsaufteilung zwischen Verdampfern
$T_{l,1}$	5	°C	Ausblastemperatur Klimaverdampfer
$\dot{m}_{l,1}$	0, 048; 0, 0816 ; 0, 1152	kg/s	Luftmassenstrom Klimaverdampfer
$T_{w,2,in}$	20; 27, 5 ; 35	°C	Eintrittstemperatur Sekundärfluid Chiller
$T_{w,2}$	14; 21, 5 ; 29	°C	Austrittstemperatur Sekundärfluid Chiller
$\dot{V}_{w,2}$	1, 5; 2, 55 ; 3, 6	l/min	Volumenstrom Sekundärfluid Chiller
T_{sh}	5; 10 ; 15	K	Überhitzung
\dot{m}_{vf}	0, 5	kg/s	Luftmassenstrom Verflüssiger
T_{umg}	30	°C	Umgebungstemperatur

Tabelle D.2: Betriebsbedingungen des Thermomanagementsystemmodells und Stufen des vollfaktoriellen Versuchsplans. Die Stufen des Normalbetriebspunkts sind fett markiert.

E Pol-Nullstellen-Diagramm zur Stabilitätsuntersuchung

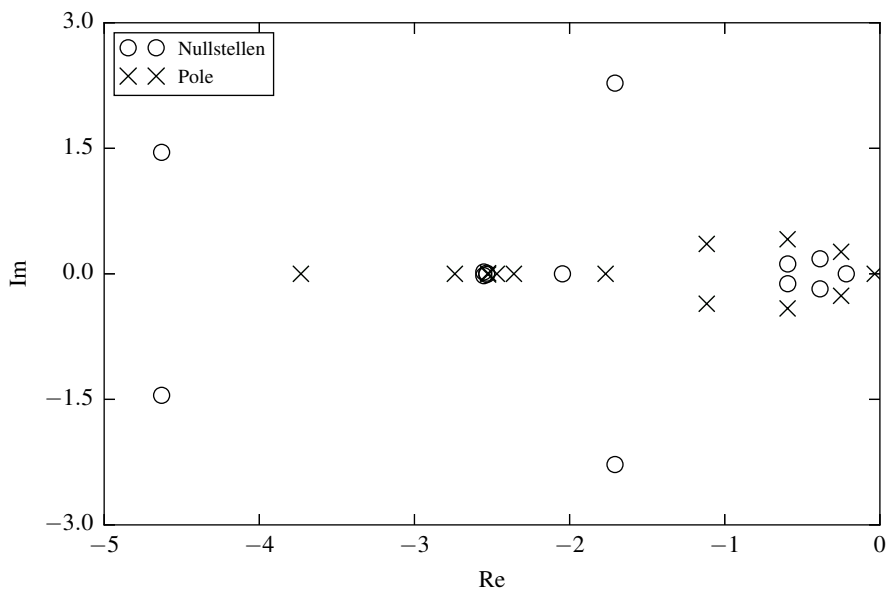


Abbildung E.1: Ausschnitt des Pol-Nullstellen-Diagramm des linearisierten, nicht invertierten Teilmodells. Stellen mit Realteil kleiner -5 sind nicht dargestellt. Es existieren keine Pol- oder Nullstellen mit positivem Realteil.

F Geschwindigkeitsprofil zur Berechnung der Antriebsleistung

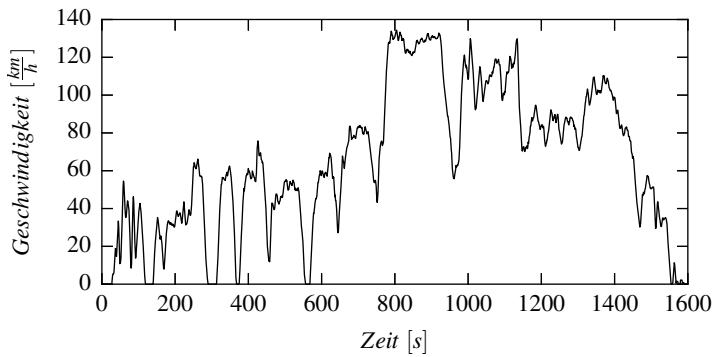


Abbildung F.1: Geschwindigkeitsprofil einer Fahrt von Braunschweig nach Wolfsburg

G Abbildungsverzeichnis

1.1	Schema zweier Kältekreisläufe mit parallelen Verdampfern	3
1.2	Darstellung zweier Kältekreisläufe mit parallelen Verdampfern im Druck- Enthalpie-Diagramm bei gleichen Betriebsbedingungen	4
2.1	Leicht vereinfachtes R&I-Fließbild der Laboranlage	16
2.2	Abweichung zwischen Simulations- und Messergebnissen des kalibrierten Verdichtermodells	24
2.3	Simulations- und Messergebnisse des Massenstroms des kalibrierten Verdichtermodells bei vorgegebenen Drücken	25
2.4	Lineare Approximation zwischen effektiven Ventilquerschnitten und Steuerspannungen der beiden elektronischen Expansionsventile	25
2.5	Druckverlustbeiwert in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl zur Berechnung des kältemittelseitigen Druckverlusts der Plattenwärmeübertrager	27
2.6	Stationäre Simulations- und Messergebnisse in zwei verschiedenen Lastbereichen bei vorgegebenen Stellgrößen	28
2.7	Dynamische Simulations- und Messergebnisse	29
2.8	Aufbau des Thermomanagementsystems	32
2.9	Elektrisches Ersatzschaltbild und thermisches Punktmassenmodell eines Berechnungselements des Batteriemodells	35
3.1	Modell der Laboranlage mit möglichen Stell- und Regelgrößen und den beiden optionalen, nicht im Labor vorhandenen, Erweiterungen A und B	38
3.2	Beispielhafter Temperaturverlauf von Kältemittel und Sekundärfluid in beiden Verdampfern bei verschiedenen Solltemperaturen T_1 und T_2	44
3.3	Statische Verstärkungen an verschiedenen Betriebspunkten	51
3.4	Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebspunktcharakteristika (Interaktionsplot)	53
3.5	Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ an allen Betriebspunkten des vollfaktoriellen Versuchsplans eines Szenarios	55
3.6	Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_1}{\partial n}$ an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebspunktcharakteristika (Interaktionsplot)	56
3.7	Gemessene Sprungantwort des Niederdrucks und der Überhitzung bei Änderung des Ventilquerschnitts A_1	61

3.8	Simulationsmodell des Thermomanagementsystems mit Stell- und Regelgrößen im Kühlmodus	62
3.9	Statische Verstärkungen des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten	65
3.10	Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_{sh}}{\partial A_1}$ des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebsbedingungen (Interaktionsplot)	66
3.11	Statische Verstärkungen $-\frac{\partial T_1}{\partial n}$ des Thermomanagementsystems an verschiedenen Betriebspunkten bei Variation von zwei Betriebsbedingungen (Interaktionsplot)	67
3.12	Eingrößenregelschema für Laboranlage und Thermomanagementsystem im Kühlmodus	70
4.1	Blockschaltbild einer Vorsteuerung mit Regelstrecke G , inversem Modell $\frac{1}{G}$ und Filter F	74
4.2	Blockschaltbild eines Regelkreises mit inversem Modell in der Rückkopplung	75
4.3	Blockschaltbild einer Regelung mit Störgrößenaufschaltung	76
4.4	Zu invertierendes Teilmodell mit dem Eingang A_1 , dem Ausgang T_{sh} und den benötigten Randbedingungen	78
4.5	Blockschaltbild des inversen Modells	80
4.6	Zusammenhänge zwischen Eingängen, ausgewählten differentiellen Zuständen und Ausgängen	80
4.7	Blockschaltbild des Regelkreises mit inversem Modell	82
4.8	Störungsreaktion eines PI-Reglers und des modellbasierten Überhitzungsreglers mit inversem Modell im Vergleich	84
4.9	Reaktion eines PI-Reglers und des modellbasierten Reglers mit inversem Modell auf einen Sollwertsprung im Vergleich	86
5.1	Laboranlage mit zwei PI-Regelungsschemata für verschiedene Betriebspunkte	88
5.2	PI-Eingrößenregelung der Laboranlage mit und ohne Umschaltung der Regelstruktur	90
5.3	Vergleich des modellbasierten Regelkonzepts mit reiner PI-Regelung bei auftretenden Störeinflüssen	92
5.4	Eingang des inversen Modells wird während der Simulation	93
5.5	Kälteprozess des Thermomanagementsystems und ein aus dem Thermomanagementsystem abgeleiteter Wärmepumpenprozess	95
5.6	Einfluss der Überhitzung auf den COP des Thermomanagementsystems	96
5.7	Simulation des Szenarios aus Abbildung 5.3 mit reduziertem Sollwert für den modellbasierten Regler	97

E.1	Ausschnitt des Pol-Nullstellen-Diagramm des linearisierten, nicht invertierten Teilmodells	113
F.1	Geschwindigkeitsprofil einer Fahrt von Braunschweig nach Wolfsburg . . .	115

H Tabellenverzeichnis

2.1	Parameterwerte des Simulationsmodells der Laboranlage	31
2.2	Dimensionierung der Wärmeübertrager des Thermomanagementsystems .	33
3.1	Relative Gain Arrays an verschiedenen Betriebspunkten im Klimatisierungsmodus	43
3.2	Dynamische Relative Gain Arrays an zwei Betriebspunkten	45
3.3	Relative Gain Arrays an zwei Betriebspunkten im Wärmepumpenmodus . .	46
3.4	Relative Gain Array für eine Anlage mit drei Verdampfern	47
3.5	Relative Gain Array für eine Anlage mit einem zusätzlichen EXV hinter einem Verdampfer	48
3.6	Relative Gain Arrays für die Laboranlage mit einer bzw. zwei steuerbaren Pumpen	48
3.7	Statische Abweichungen der möglichen Regelgrößen bei den externen Störgrößen $T_{w,i,ein}$ und $\dot{V}_{w,i}$	58
3.8	Kopplungsmatrix zwischen Stell- und Regelgrößen an zwei Betriebspunkten	60
3.9	Relative Gain Arrays an zwei Betriebspunkten des Thermomanagementsystems (Kühlmodus)	64
3.10	Statische Abweichungen bei typischen Störeinflüssen, die auf das Thermomanagementsystem einwirken	68
3.11	PT_1 -äquivalente Zeitkonstanten zwischen Stell- und Regelgrößen des Thermomanagementsystems an einem Betriebspunkt	69
5.1	Während des Fahrzyklus auf das Thermomanagementsystem wirkende Störeinflüsse	92
C.1	Parameterwerte des Simulationsmodells des Thermomanagementsystems	108
D.1	Betriebsbedingungen des Laboranlagenmodells und Stufen des vollfaktoriellen Versuchsplans. Die Stufen des Normalbetriebspunkts sind fett markiert.	111
D.2	Betriebsbedingungen des Thermomanagementsystemmodells und Stufen des vollfaktoriellen Versuchsplans. Die Stufen des Normalbetriebspunkts sind fett markiert.	111

I Literaturverzeichnis

- [Adamy 2009] ADAMY, Jürgen: *Nichtlineare Regelungen*. 1. Springer, 2009. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-00794-1>. – ISBN 978-3-642-00794-1
- [Akers u. a. 1959] AKERS, W. W. ; DEANS, H. A. ; CROSSER, O. K.: Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes. In: *Chemical Engineering Progress Symposium Series* 59 (1959), S. 171–176
- [Arias 2005] ARIAS, Jaime: *Energy Usage in Supermarkets - Modelling and Field Measurements*. Stockholm and Schweden, Royal Institute of Technology - Department of Energy Technology, Dissertation, 2005
- [Åström u. Hägglund 2006] ÅSTRÖM, Karl J. ; HÄGGLUND, Tore: *Advanced PID control*. ISA- The Instrumentation, Systems, and Automation Society Research Triangle Park, NC, 2006. – ISBN 9781556179426
- [Aynur 2010] AYNUR, Tolga N.: Variable refrigerant flow systems: A review. In: *Energy and Buildings* 42 (2010), Nr. 7, S. 1106–1112. <http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.01.024>
- [Bae u. a. 1971] BAE, S. ; MAULBETSCH, J. S. ; ROHSENOW, W. M.: Refrigerant Forced Condensation inside Horizontal Tubes. In: *ASHRAE Transactions* (1971)
- [Baehr u. Stephan 2013] BAEHR, Hans D. ; STEPHAN, Karl: *Wärme- und Stoffübertragung*. 8. Springer Vieweg Berlin [u.a.], 2013 (Lehrbuch). – ISBN 3642365582
- [Bandhauer u. a. 2011] BANDHAUER, Todd M. ; GARIMELLA, Srinivas ; FULLER, Thomas F.: A Critical Review of Thermal Issues in Lithium-Ion Batteries. In: *Journal of the Electrochemical Society* 158 (2011), Nr. 3, S. R1–R25. <http://dx.doi.org/10.1149/1.3515880>
- [Baur u. a. 2009] BAUR, Marcus ; OTTER, Martin ; THIELE, Bernhard: Modelica Libraries for Linear Control Systems. In: *Proceedings of the 7th International Modelica Conference*. Como, Italien, 2009
- [Blochwitz u. a. 2012] BLOCHWITZ, Torsten ; OTTER, Martin ; ÅKESSON, Johan ; ARNOLD, M. ; CLAUSS, C. ; ELMQVIST, Hilding ; FRIEDRICH, M. ; JUNGHANN, A. ; MAUSS, J. ; NEUMERKEL, D. ; OLSSON, H. ; VIEL, A.: Functional Mockup Interface 2.0: The Standard for Tool independent Exchange of Simulation Models. In: *Proceedings of the 9th International Modelica Conference*. München, 2012. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp12076173>

- [Brandt 2013] BRANDT, Niklas: *Entwicklung eines Mehrgrößenreglers für einen Kältekreislauf mit parallelen Verdampfern*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Unveröffentlichte Masterarbeit, 2013
- [Bristol 1966] BRISTOL, Edgar H.: On a New Measure of Interaction for Multivariable Process Control. In: *IEEE Transactions on Automatic Control* 11 (1966), Nr. 1, S. 133–134
- [Burns u. Bortoff 2016] BURNS, Daniel J. ; BORTOFF, Scott A.: Cooling Capacity Control for Multi-Evaporator Vapor Compression Systems. In: *Proceedings of the 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. Purdue, USA, 2016
- [Chang u. Wang 1997] CHANG, Yu-Juei ; WANG, Chi-Chuan: A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 40 (1997), Nr. 3, S. 533–544. [http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310\(96\)00116-0](http://dx.doi.org/10.1016/0017-9310(96)00116-0)
- [Changenet u. a. 2008] CHANGENET, C. ; CHARVET, J.N ; GÉHIN, D. ; SICARD, F. ; CHARMEL, B.: Study on predictive functional control of an expansion valve for controlling the evaporator superheat. In: *Journal of Systems and Control Engineering* 222 (2008), S. 571–582. <http://dx.doi.org/10.1243/09596518JSCE566>
- [Chen 1966] CHEN, J.C.: A Correlation for Boiling Heat Transfer to Saturated Fluids in Convective Flow. In: *Industrial and Engineering Chemistry* 5 (1966), Nr. 3, S. 322–329
- [Chen u. a. 2002] CHEN, W. ; CHEN, Zhijiu ; ZHU, Ruiqi ; WU, Yezheng: Experimental investigation of a minimum stable superheat control system of an evaporator. In: *International Journal of Refrigeration* 25 (2002), Nr. 8, S. 1137–1142
- [Collier u. Thome 1996] COLLIER, John G. ; THOME, John R.: *The Oxford engineering science series*. Bd. 38: *Convective boiling and condensation*. 3. Clarendon Press and Oxford University Press Oxford, New York, 1996. – ISBN 978-0198562962
- [Einhorn u. a. 2011] EINHORN, M. ; CONTE, F.V ; KRAL, C. ; NIKLAS, C. ; POPP, H. ; FLEIG, J.: A Modelica Library for Simulation of Electric Energy Storages. In: *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*. Dresden, 2011. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp11063436>
- [Eldeeb u. a. 2014a] ELDEEB, Radia ; AUTE, Vikrant ; RADERMACHER, Reinhard: A Model for Performance Prediction of Brazed Plate Condensers with Conventional and Alternative Lower GWP Refrigerants. In: *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*. Purdue, USA, 2014
- [Eldeeb u. a. 2014b] ELDEEB, Radia ; AUTE, Vikrant ; RADERMACHER, Reinhard: A survey of correlations for heat transfer and pressure drop during evaporation in plate heat exchangers. In: *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*. Hangzhou, China, 2014

- [Elliott u. Rasmussen 2008] ELLIOTT, Matthew S. ; RASMUSSEN, Bryan P.: Model-Based Predictive Control of a Multi-Evaporator Vapor Compression Cooling Cycle. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (Hrsg.): *Proceedings of American Control Conference*. Seattle, USA, 2008
- [Elliott u. Rasmussen 2010] ELLIOTT, Matthew S. ; RASMUSSEN, Bryan P.: On reducing evaporator superheat nonlinearity with control architecture. In: *International Journal of Refrigeration* 33 (2010), S. 607–614. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.013>
- [Elliott u. Rasmussen 2011] ELLIOTT, Matthew S. ; RASMUSSEN, Bryan P.: Cascaded Superheat Control with a Multiple Evaporator Refrigeration System. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (Hrsg.): *Proceedings of American Control Conference*. San Francisco, USA, 2011
- [Elliott u. Rasmussen 2013] ELLIOTT, Matthew S. ; RASMUSSEN, Bryan P.: Decentralized model predictive control of a multi-evaporator air conditioning system. In: *Control Engineering Practice* 21 (2013), S. 1665–1677. <http://dx.doi.org/10.1016/j.conengprac.2013.08.010>
- [Elliott u. a. 2009] ELLIOTT, Matthew S. ; WALTON, Zachary ; BOLDING, Byron ; RASMUSSEN, Bryan P.: Superheat Control: A Hybrid Approach. In: *HVAC&R Research* 15 (2009), Nr. 6, S. 1021–1043
- [Fallahsohi u. a. 2010] FALLAHSOHI, H. ; CHANGENET, C. ; PLACE, S. ; LIGERET, C. ; LIN-SHI, X.: Predictive functional control of an expansion valve for minimizing the superheat of an evaporator. In: *International Journal of Refrigeration* 33 (2010), Nr. 2. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.10.008>
- [Finn u. Doyle 2000] FINN, Donal P. ; DOYLE, Cormac J.: Control and optimization issues associated with algorithm-controlled refrigerant throttling devices. In: *ASHRAE Transactions* 106 (2000)
- [Garcia-Cascales u. a. 2007] GARCIA-CASCALES, J.R. ; VERA-GARCIA, F. ; CORBERAN-SALVADOR J.M. ; GONZALVEZ-MACIA J.: Assessment of boiling and condensation heat transfer correlations in the modelling of plate heat exchangers. In: *International Journal of Refrigeration* 30 (2007), S. 1029–1041. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.01.004>
- [Grabenstein 2014] GRABENSTEIN, Volker: *Berichte aus dem Institut für Thermodynamik*. Bd. 2: *Experimentelle Untersuchung und Modellierung der Kondensation in Plattenwärmeübertragung*. neue Ausg. TEWISS Garbsen, 2014. – ISBN 978–3–944586–58–8
- [Gräber 2013] GRÄBER, Manuel: *Energieoptimale Regelung von Kälteprozessen*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2013

- [Gräber 2014] GRÄBER, Manuel: Exploiting Actuator Limits with Feedforward Control based on Inverse Models. In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*. Lund, Schweden, 2014. <http://dx.doi.org/10.3384/ECP14096637>
- [Gräber u. a. 2010] GRÄBER, Manuel ; KOSOWSKI, Kai ; RICHTER, Christoph ; TEGETHOFF, Wilhelm: Modelling of heat pumps with an object-oriented model library for thermodynamic systems. In: *Mathematical and Computer Modelling of Dynamical Systems* 16 (2010), Nr. 3, S. 195–209. <http://dx.doi.org/10.1080/13873954.2010.506799>
- [Gungor u. Winterton 1986] GUNGOR, K.E ; WINTERTON, R.H.S: A general correlation for flow boiling in tubes and annuli. In: *International Journal of Heat and Mass Transfer* 29 (1986), Nr. 3, S. 351–358
- [Häggbloom 1995] HÄGGBLUM, Kurt E.: Limitations and Use of the RGA as a Controllability Measure. In: *Prepr. Automation Days*. Helsinki, Finnland, 1995
- [He u. Asada 2003] HE, Xiang-Dong ; ASADA, Haruhiko: A New Feedback Linearization Approach to Advanced Control of Multi-Unit HVAC Systems. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (Hrsg.): *Proceedings of American Control Conference*. Denver, USA, 2003
- [He u. a. 1997] HE, Xiang-Dong ; LIU, Sheng ; ASADA, Haruhiko: Modeling of Vapor Compression Cycles for Multivariable Feedback Control of HVAC Systems. In: *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control* 119 (1997), Nr. 2, S. 183–191
- [Homann 2015] HOMANN, Gregor: *Energieeffizientes Heizen eines E-Fahrzeugs*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2015
- [Hopp 2015] HOPP, Hannes: *Thermomanagement von Hochleistungsfahrzeug-Traktionsbatterien anhand gekoppelter Simulationsmodelle*. Stuttgart, Universität Stuttgart, Dissertation, 2015
- [Huelle 1972] HUELLE, Z.R: The MSS Line - A New Approach to Hunting Problem. In: *ASHRAE Journal* 10 (1972), S. 43–46
- [Itoh u. a. 2003] ITOH, Satoshi ; TOMATSU, Yoshitaka ; YAMAGUCHI, Motohiro ; YAMANAKA, Yasushi ; HIRATA, Toshio: *Heat Pump Cycle having internal Heat Exchanger*. US 6,584,796 B2. 2003
- [Jain u. a. 2010] JAIN, Neera ; LI, Bin ; KEIR, Michael ; HENCEY, Brandon ; ALLEYNE, Andrew: Decentralized Feedback Structures of a Vapor Compression Cycle System. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 18 (2010), Nr. 1
- [Jensen u. Skogestad 2007a] JENSEN, Jrgen B. ; SKOGESTAD, Sigurd: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling. In: *Computers & Chemical Engineering* 31 (2007), S. 712–721

- [Jensen u. Skogestad 2007b] JENSEN, Jrgen B. ; SKOGESTAD, Sigurd: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part II: Selection of controlled variables. In: *Computers & Chemical Engineering* 31 (2007), S. 1590–1601
- [Johnson u. Calisle 2000] JOHNSON, Eric N. ; CALISLE, Anthony J.: Pseudo-Control Hedging: A new Method for Adaptive Control. In: *Advances in Navigation Guidance and Control Technology Workshop*. Redstone Arsenal, USA, 2000
- [Kaern u. Larsen 2011] KAERN, M. R. Elmegaard B. ; LARSEN, L. F. S.: Experimental comparison of the dynamic evaporator response using homogeneous and slip flow modeling. In: *Proceedings of the 8th International Modelica Conference*. Dresden, 2011
- [Kaiser u. a. 2012] KAISER, Christian ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen ; SONNEKALB, Michael: Verbrauchseffiziente Regelungs- und Verschaltungskonzepte für Omnibusklimaanlagen. In: *DKV-Tagung*. Würzburg, 2012
- [Kalmus 2016] KALMUS, Julian: *Fehlerdiagnose an Kältemittelkreisläufen mit Hilfe des Extended-Kalman-Filters und Mustererkennung*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Unveröffentlichte Masterarbeit, 2016
- [Keir u. Alleyne 2007] KEIR, Michael ; ALLEYNE, Andrew: Feedback Structures for Vapor Compression Cycle Systems. In: AMERICAN CONTROL CONFERENCE (Hrsg.): *Proceedings of the American Control Conference*. New York City, USA, 2007
- [Kraft 1988] KRAFT, D. ; DLR, Institut für F. (Hrsg.): *Technical Report DFVLR-FB 88-28: A software package for sequential quadratic programming*. 1988
- [Larsen 2005] LARSEN, Lars: *Model Based Control of Refrigeration Systems*. Aalborg, Aalborg University, Dissertation, 2005
- [Lazzarin u. a. 2009] LAZZARIN, Reanto ; NARDOTTO, Daniele ; NORO, Marco: Electronic Expansion Valves vs. Thermal Expansion Valves. In: *ASHRAE Journal* (2009), S. 34–38
- [Lemke 2014] LEMKE, Julia: *Energetische Bewertung von Pkw-Klimaanlagensystemen mit Sekundärkreisläufen*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2014
- [Lemke 2004] LEMKE, Nicholas: *Untersuchung zweistufiger Flüssigkeitskühler mit dem Kältemittel CO₂*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2004
- [Lenger u. a. 1998] LENGGER, M. J. ; JACOBI, A. M. ; HRNJAK, P. S.: *Superheat Stability of an Evaporator and Thermostatic Expansion Valve*. 1998 (Forschungsbericht)
- [Liang u. a. 2010] LIANG, Nan ; SHAO, Shuangquan ; XU, Hongbo ; TIAN, Changqing: Instability of refrigeration system – A review. In: *Energy Conversion and Management* 51 (2010), S. 2169–2178

- [Lin u. Yeh 2009] LIN, J.-L ; YEH, T.-J: Control of multi-evaporator air-conditioning systems for flow distribution. In: *Energy Conversion and Management* 50 (2009), Nr. 6, S. 1529–1541
- [Looye u. a. 2005] LOOYE, Gertjan ; THÜMMEL, Michael ; KURZE, Matthias ; OTTER, Martin ; BALS, Johann: Nonlinear Inverse Models for Control. In: *Proceedings of the 4th International Modelica Conference*. Hamburg, 2005
- [Lunze 2014a] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 1: Systemtheoretische Grundlagen, Analyse und Entwurf einschleifiger Regelungen*. 10. Springer Vieweg, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53909-1>. – ISBN 978-3-642-53909-1
- [Lunze 2014b] LUNZE, Jan: *Regelungstechnik 2: Mehrgrößensysteme, Digitale Regelung*. 8. Springer Vieweg, 2014. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-53944-2>. – ISBN 978-3-642-53944-2
- [März 2010] MÄRZ, Martin: Leistungselektronik für e-Fahrzeuge. In: *DRIVE-E Akademie*. Erlangen, 2010
- [Mattsson u. Söderlind 1993] MATTSSON, Sven E. ; SÖDERLIND, Gustaf: Index Reduction in Differential-Algebraic Equations using Dummy Derivatives. In: *SIAM Journal on Scientific Computing* 14 (1993), Nr. 3. <http://dx.doi.org/10.1137/0914043>
- [Menken 2016] MENKEN, Jan C.: *Thermomanagement im batteriebetriebenen Pkw unter Nutzung eines Kaltdampfprozesses mit Sekundärkreislaufsystem*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2016
- [Menken u. a. 2015] MENKEN, Jan C. ; KÖRNER, Jan E. ; WEUSTENFELD, Thmoas ; STRASSER, Klaus ; KÖHLER, Jürgen: Simulative Comparison of Conventional and Secondary Loop Automotive Refrigeration Systems. In: *Vehicle Thermal Management Systems Symposium and Exhibition*. Nottingham, England, 2015
- [Möhlenkamp 2017] MÖHLENKAMP, Andreas: *Untersuchung zweistufiger Transportkälteanlagen mit natürlichen Kältemitteln*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2017
- [Moody 1944] MOODY, Lewis F.: Friction factors of pipe flow. In: *Transactions of the ASME* 66 (1944), Nr. 8, S. 671–684
- [Moss u. a. 2008] MOSS, P. L. ; AU, G. ; PLICHTA, E. J. ; ZHENG, J. P.: An Electrical Circuit for Modeling the Dynamic Response of Li-Ion Polymer Batteries. In: *Journal of the Electrochemical Society* 155 (2008), Nr. 12, S. 986–994. <http://dx.doi.org/10.1149/1.2999375>

- [Navarro u. a. 2016] NAVARRO, Lidia ; GRACIA, Alvaro de ; COLCLOUGH, Shane ; BROWNE, Maria ; MCCORMACK, Saraj J. ; GRIFFITHS, Philip ; CABEZA, Luisa F.: Thermal energy storage in building integrated thermal systems: A review: Part 1: Active storage systems. In: *Renewable Energy* 88 (2016), S. 526–547. <http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.11.040>
- [Oertel u. a. 2015] OERTEL, Herbert ; BÖHLE, Martin ; REVIOL, Thomas: *Strömungsmechanik: Grundlagen - Grundgleichungen - Lösungsmethoden*. 7. Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH Wiesbaden, 2015. – ISBN 978–3–658–07785–3
- [Perez u. a. 2012] PEREZ, Ruben E. ; JANSEN, Peter W. ; MARTINS, Joaquim R. R. A.: pyOpt: A Python-Based Object-Oriented Framework for Nonlinear Constrained Optimization. In: *Structures and Multidisciplinary Optimization* 45 (2012), Nr. 1, S. 101–118. <http://dx.doi.org/10.1007/s00158-011-0666-3>
- [Pesaran u. Keyser 2001] PESARAN, Ahmad A. ; KEYSER, Matthew: Thermal Characteristics of Selected EV and HEV Batteries. In: *Annual Battery Conference: Advances and Applications*. Long Beach, USA, 2001
- [Pesaran u. a. 2013] PESARAN, Ahmad A. ; KEYSER, Matthew ; KIM, Gi-Heon ; SANTHANAGOPALAN, Shriram ; SMITH, Kandler: Tools for Designing Thermal Management of Batteries in Electric Drive Vehicles. In: *Large Lithium Ion Battery Technology & Application Symposia, Advanced Automotive Battery Conference*. Pasadena, USA, 2013
- [Pollak 2016] POLLAK, Markus: *Entwicklung einer Betriebsstrategie für einen umschaltbaren Wärmepumpenkreislauf im Elektrofahrzeug*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Unveröffentlichte Studienarbeit, 2016
- [Raiser 2005] RAISER, Harald: *Untersuchung des transienten Verhaltens von CO₂-PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2005
- [Rasmussen u. Alleyne 2010] RASMUSSEN, Bryan P. ; ALLEYNE, Andrew: Gain scheduled control of an air conditioning system using the Youla parameterization. In: *IEEE Transactions on Control Systems Technology* 18 (2010), Nr. 5, S. 1216–1225. <http://dx.doi.org/10.1109/TCST.2009.2035104>
- [Rasmussen u. a. 2006] RASMUSSEN, Henrik ; CLAUS, Thybo ; LARSEN, Lars: Nonlinear Superheat and Evaporation Temperature Control of a Refrigeration Plant. In: *IFAC Workshop on Energy Saving Control in Plants and Buildings*. Bansko, Bulgarien, 2006
- [Rasmussen u. Larsen 2009] RASMUSSEN, Henrik ; LARSEN, Lars: Energy efficient control of a refrigeration plant. In: *CONFERENCE ON CONTROL APPLICATION (Hrsg.): 18th IEEE International Conference on Control Applications*. St. Petersburg, Russland, 2009

- [Reiner u. Zimmer 2015] REINER, Matthias J. ; ZIMMER, Dirk: Nonlinear Dynamic Inversion Control for Wind Turbine Load Mitigation based on Wind Speed Measurement. In: *Proceedings of the 11th International Modelica Conference*. Versailles, Frankreich, 2015. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp15118349>
- [Richter 2008] RICHTER, Christoph C.: *Proposal of New Object-Oriented Equation-Based Model Libraries for Thermodynamic Systems*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2008
- [Schedel 2015] SCHEDEL, Felix: *Konzepte der effizienten Innenraumbeheizung in Abhängigkeit der Antriebselektrifizierung*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2015
- [Schedel u. a. 2013] SCHEDEL, Felix ; SUCK, Gerrit ; FÖRSTERLING, Sven ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen: Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe der verlustbasierten Modellierung von Scrollverdichtern. In: *DKV-Tagung*. Hannover, 2013
- [Schmidt 2013] SCHMIDT, Jan P.: *Verfahren zur Charakterisierung und Modellierung von Lithium-Ionen Zellen*. Karlsruhe, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2013
- [Schulze 2013] SCHULZE, Christian: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2013
- [Schulze u. Köhler 2013] SCHULZE, Christian ; KÖHLER, Jürgen: Spline based interpolation of the two phase region of binary mixtures using multiparameter equations of state. In: *4th IIR International Conference on Thermophysical Properties and Transfer Processes of Refrigerants*. Delft, Niederlande, 2013
- [Schumacher 2015] SCHUMACHER, Walter: *Vorlesungsskript: Erweiterte Methoden der Regelungstechnik*. 2015
- [Schurt u. a. 2009] SCHURT, Leonardo C. ; HERMES, Christian J. ; NETO, Alexandre: A model-driven multivariable controller for vapor compression refrigeration systems. In: *International Journal of Refrigeration* 32 (2009), Nr. 7, S. 1672–1682. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.04.004>
- [Shah 1976] SHAH, M.: A new correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. In: *ASHRAE Transactions* 82 (1976), Nr. 1, S. 66–86
- [Sharma u. a. 2014] SHARMA, Vishaldeep ; FRICKE, Brian ; BANSAL, Pradeep: Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems. In: *International Journal of Refrigeration* 46 (2014), S. 86–99

- [Siebertz u. a. 2010] SIEBERTZ, Karl ; VAN BEBBER, David ; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Springer Heidelberg, 2010. – ISBN 978–3642054921
- [Skogestad u. Postlethwaite 2005] SKOGESTAD, Sigurd ; POSTLETHWAITE, Ian: *Multivariable Feedback Control: Analysis and Design*. 2. Wiley Chichester, 2005. – ISBN 978–0470011683
- [Smith 2016] SMITH, Joshua: *A multifactorial analysis of thermal management concepts for high-voltage battery systems*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2016
- [Strupp 2011] STRUPP, Nils C.: *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2011
- [Stulgies u. a. 2008] STULGIES, Norbert ; KÖHLER, Jürgen ; TEGETHOFF, Wilhelm ; FÖRSTERLING, Sven ; MÜLLER, Axel ; KAPPLER, Horst: Developing Flow Correlations for Different Valve Geometries Using Reference Media for R-744. In: *HVAC&R Research* 14 (2008), Nr. 3, S. 417–433
- [Swamee u. Jain 1976] SWAMEE, P.K ; JAIN, A.K: Explicit equations for pipe-flow problems. In: *Journal of the Hydraulics Division* 102 (1976), Nr. 5, S. 657–664
- [Tegethoff u. a. 2011] TEGETHOFF, Wilhelm ; SCHULZE, Christian ; GRÄBER, Manuel ; HUHN, Manuela ; STULGIES, Norbert ; KAISER, Christian ; LOEFFLER, Martin: *Thermische echtzeitfähige Modelle (TEMO): Abschlussbericht zu einem vom BMBF geförderten Verbundvorhaben mit den Förderkennzeichen 01IS08013A, 01IS08013B und 01IS08013C*. 2011
- [Thorade 2014] THORADE, Matthis: *Entropiebasierte Bewertungskriterien für den Wärmeübergang in Kraftwerksprozessen und ihre Relevanz für praktische Anwendungen*. Hamburg, Technische Universität Hamburg-Harburg, Dissertation, 2014
- [Thümmel 2006] THÜMMEL, Michael: *Modellbasierte Regelung mit nichtlinearen inversen Systemen und Beobachtern von Robotern mit elastischen Gelenken*. München, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [Titze 2017] TITZE, Maren: *Energetic Analysis and Optimisation Strategies of a modern north European Supermarket*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Dissertation, 2017
- [Titze u. a. 2013] TITZE, Maren ; LEMKE, Nicholas ; HAFNER, Armin ; KÖHLER, Jürgen: Entwicklung und Simulation Luftaufbereitungs- und Kälteanlage im Supermarkt mit Wärmerückgewinnung. In: *DKV-Tagung*. Hannover, 2013

- [Varchmin u. a. 2016] VARCHMIN, Andreas ; GRÄBER, Manuel ; FRIGGE, Michael ; MICHALEK, David ; POLLAK, Markus ; TECHNISCHE INFORMATIONSBIBLIOTHEK (Hrsg.): *Schnelle Entwicklung intelligenter modellgestützter Regler für das flexible Thermomanagement von E-Fahrzeugen (Reflex Thermo) : leicht gekürzter Schlussbericht zu einem vom BMBF geförderten Verbundvorhaben zum Themenfeld "Energieeffiziente und sichere Elektromobilität" (STROM 2).* 2016. <http://dx.doi.org/10.2314/GBV:871330253>
- [Varchmin u. a. 2015] VARCHMIN, Andreas ; GRÄBER, Manuel ; KÖHLER, Jürgen: Modeling and Validation of a Multiple Evaporator Refrigeration Cycle for Electric Vehicles. In: *Proceedings of the 11th International Modelica Conference*. Versailles, Frankreich, 2015. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp15118281>
- [Varchmin u. a. 2014] VARCHMIN, Andreas ; GRÄBER, Manuel ; TEGETHOFF, Wilhelm ; KÖHLER, Jürgen: Superheat Control with a Dynamic Inverse Model. In: *Proceedings of the 10th International Modelica Conference*. Lund, Schweden, 2014. <http://dx.doi.org/10.3384/ecp14096867>
- [VDI 2013] VDI: *VDI-Wärmeatlas*. 11. Springer Berlin and Heidelberg, 2013. – ISBN 978-3-642-19981-3
- [Vetter u. a. 2005] VETTER, J. ; NOVAK, P. ; WAGNER, M.R ; VEIT, C. ; MÖLLER, K.-C ; BESENHARDT J.O. ; WINTER, M. ; WOHLFAHRT-MEHRENS, M. ; VOGLER, C. ; HAMMOUCHE, A.: Ageing mechanisms in lithium-ion batteries. In: *Journal of Power Sources* 147 (2005), Nr. 1-2, S. 269–281. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2005.01.006>
- [Vinther u. a. 2013] VINTHER, Kasper ; RASMUSSEN, Henrik ; IZADI-ZAMANABADI, Roozbeh ; STOUSTRUP, Jakob: Single temperature sensor superheat control using a novel maximum slope-seeking method. In: *International Journal of Refrigeration* 36 (2013), S. 1118–1129. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.11.018>
- [Viswanathan u. a. 2010] VISWANATHAN, Vilayanur V. ; CHOI, Daiwon ; WANG, Donghai ; XU, Wu ; TOWNE, Silas ; WILLIFORD, Ralph E. ; ZHANG, Ji-Guang ; LIU, Jun ; YANG, Zhenguo: Effect of entropy change of lithium intercalation in cathodes and anodes on Li-ion battery thermal management. In: *Journal of Power Sources* 195 (2010), S. 3720–3729. <http://dx.doi.org/10.1016/j.jpowsour.2009.11.103>
- [Wang 2015] WANG, Chao: *Untersuchung des Verhaltens und der Wechselwirkungen eines Kältekreislaufs mit parallel geschalteten Verdampfern*. Braunschweig, Technische Universität Braunschweig, Unveröffentlichte Studienarbeit, 2015
- [Weigand u. a. 2016] WEIGAND, Bernhard ; KÖHLER, Jürgen ; WOLFERSDORF, Jens von: *Thermodynamik kompakt*. 4. Springer Vieweg Wiesbaden, 2016. – ISBN 978-3662497029